creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

공학박사 학위논문

유탄성을 고려한 선체 구조물의 파랑 중 피로 및 극한 하중의 수치해석

Study on Computational Analysis of Wave-Induced Fatigue and Extreme Loads on Hydroelastic Ship Structures

2016년 8월

서울대학교 대학원

산업·조선공학부

김 정 현

초 록

2000년 후반부터 급격히 진행된 상선의 초대형화로 인해 선체 유탄성 현상에 대한 고려는 피로파괴의 예측을 위해 대단히 중요한 공학적 문제로 등장하였다. 선박의 대형화는 해양파의 에너지가 무시되지 못하는 주파수에서 선체의 구조진동을 야기시킬 가능성을 높이게 되었고, 선체의 구조적 안전성과 최적화된 구조설계를 위해 스프링잉과 슬래밍-휘핑 같은 선체의 구조-유체 연성문제의 중요성이 크게 부각되고 있다.

본 연구에서는 초대형 선박의 설계를 위한 효과적이고 정확도가 높은 비선형 유탄성 해석기법을 개발하고자 하였다. 이를 위하여 기존에 개발된 선박운동해석 프로그램인 WISH를 다수의 구조해석 기법들과 연성하는 기법을 개발하였다. 우선 기존에 개발된 보 구조 기반의 연성 해석법을 보완하기 위하여 선체 단면의 2차원 해석 프로그램을 개발하고 이를 실제 선박에 효과적으로 적용하였다. 그러나 보 구조 기반의 응답은 응력 해석과 같은 국부적인 구조 해석에 한계가 있기 때문에, 더욱 정확한 유탄성 해석을 위해 3차원 유한요소 모델을 이용하는 유체-구조 연성 해석법을 개발하였다. 특히 3차원 유한요소 모델의 자유도를 줄이기 위하여 모드중첩법을 사용하였고, 저차 모드에 대해서 동적 연성 해석을 수행하여 스프링잉 및 휘핑을 계산하였다. 고차 모드의 응답은 유탄성 응답 해석에는 필요가 없지만 구조 응답 해석에는 필요하기 때문에 이를 효율적으로 계산하기 위하여 고차 모드에 한하여 비연성 준정적 해석을 수행하였다.

개발된 유탄성 수치 해석법의 검증을 위하여 모형선의 실험 결과와 세밀한 비교를 수행하였다. 수치 해석과 실험을 통해 얻은 규칙파중에서의 비선형 스프링잉 및 휘핑 응답은 신뢰할 수준의 유사한 결과를 보였주었으며, 불규칙파중에서의 응답도 유사한 결과를 얻을 수 있었다. 다양한 실험 결과

의 분석과 비교를 통해 규칙파중에서 발생하는 유탄성 응답에 대해 자세한 분석을 수행하였으며, 유탄성 수치 해석법을 실선에 적용할 경우에 발생하는 구조 모델링의 문제에 대해서 알아보고 그 해결법을 제안하였다.

위와 같이 검증된 유탄성 수치 해석법을 실제 선박 설계에 적용하기 위하여 기존의 해석 프러시저를 검토하고 수치 해석의 효율성을 높이기 위한 선체 유탄성 해석 프러시저를 제안하였다. 이 프러시저를 장기 해상 상태에서의 피로 및 극한 하중 해석에 적용하였다.

초대형 컨테이너선의 장기 피로 및 극한 하중 해석을 실제로 수행하여 비선형 유탄성 응답이 고려된 구조 하중을 계산하였다. 스펙트럴 피로 해석법, 직접 피로 해석법, 부분적 직접 피로 해석법을 적용하고 결과를 서로 비교하였다. 그리고 비교를 바탕으로 각 방법의 효용성에 대해서 논의하였다. 장기 극한 하중 해석을 위한 방법으로 설계파법을 도입한 후 포괄적인 형태로 수정하고 그 결과를 검증하였다.

본 연구에서는 내항성능 해석부터 시작하여 구조 해석에 이르기까지의 모든 과정을 다루어 비선형 유탄성 응답이 실제 선박 설계에 적용될 수 있는 발판을 마련하고자 하였다. 또한 수치 해석의 효율성을 높이기 위한 프러시저를 제안하여 사용자에 따라 소요 시간이 달라지는 것을 최소화하고자 하였다.

주요어: 선체 유탄성, 스프링잉, 슬래밍, 휘핑, 피로 하중, 극한 하중, 프러시저

학번: 2010-31027

목 차

1. 서론 1
1.1. 연구 배경 1
1.2. 선행 연구 3
1.3. 연구 목표 및 주요 내용 6
2. 이론적 배경 및 수치 해석 모델 9
2.1. 연성 해석 모델의 개요 9
2.2. 3차원 포텐셜 유동 해석 12
2.2.1. 선형화된 경계 조건 문제 14
2.2.2. 랜킨소스를 이용한 수치 해석법 15
2.3. 1차원 보요소 모델 19
2.3.1. 보요소를 이용한 선체의 이산화 20
2.3.2. 2차원 단면 해석 22
2.3.3. 실선의 보 구조 모델 24
2.3.4. 외력 및 운동 방정식의 시간 적분 29
2.4. 3차원 유한요소 모델 31
2.4.1. 유한요소를 이용한 선체의 이산화 31
2.4.2. 고유 모드별 운동방정식의 전개 33
2.4.3. 실선의 유한요소 모델 35
2.4.4. 외력 및 운동 방정식의 시간 적분 39
2.5. 2차원 슬래밍 모델 42
2.5.1. 쐐기 형상 근사법 43
2.5.2. 일반화된 Wagner 모델 (GWM) 45
2.5.3. 단면의 형상 보정 49
2.5.4. 전처리 및 초기 조건 오프셋 51

3. 수치 해석 모델의 검증 53
3.1. 모형선 실험 모델 53
3.2. 수치 해석 결과와 실험 결과의 비교.....59
3.2.1. 선형 응답 비교.....60
3.2.2. 규칙파중 비선형 스프링잉 응답 비교.....63
3.2.3. 쐐기 모형의 입수 하중 비교.....65
3.2.4. 선체 단면의 입수 하중 비교.....68
3.2.5. 규칙파중 선수 플레어 슬래밍 및 휘핑 응답 비교.....75
3.2.6. 규칙파중 선미 슬래밍 및 휘핑 응답 비교.....77
3.2.7. 규칙파중 복합 슬래밍 및 휘핑 응답 비교.....80
3.2.8. 규칙파중 선수 슬래밍 하중 비교.....82
3.2.9. 규칙파중 슬래밍-휘핑 응답의 경향성 비교.....86
3.2.10. 불규칙파에서의 비선형 응답의 비교.....94
3.3. 슬래밍-휘핑 해석법에 대한 고찰 96
3.3.1. 쐐기 형상 근사법과 일반화된 Wagner 모델의 비교 97
3.3.2. 운동-슬래밍-휘핑의 연성 해석과 비연성 해석의 비교...99
3.3.3. 갑판침입수 발생 여부에 따른 휘핑 응답 비교.....101
4. 해석 프러시저의 개발 104
4.1. 순차적 해석 프러시저 104
4.1.1. 해석법 선택을 위한 논리적 프러시저.....107
4.1.2. 수치 모델링을 위한 기술적 프러시저.....110
4.1.3. 내항성능 해석 프러시저.....114
4.1.4. 장기 피로 하중 해석 프러시저 116
4.1.5. 장기 극한 하중 해석 프러시저 119
4.2. 선체 유탄성 해석 프러시저에 대한 제안.....124

4.2.1. 선체 유탄성 해석 프러시저의 개념 124
4.2.2. 선체 유탄성 해석 프러시저의 각 단계 126
4.3. 선체 유탄성 해석 프러시저의 적용 128
4.3.1. 장기 해상 상태에서의 피로 하중 해석 129
4.3.2. 장기 해상 상태에서의 극한 하중 해석 135
5. 실선 적용 사례 141
5.1. 운항 조건과 수치 해석 모델 141
5.1.1. 유체 모델링 142
5.1.2. 구조 모델링 143
5.1.3. 모드 중첩법을 이용한 응력 계산 146
5.2. 장기 피로 하중 해석 150
5.2.1. 스펙트럴 피로 해석 150
5.2.2. 직접 피로 해석 153
5.2.3. 보간을 이용한 직접 피로 해석 153
5.2.4. 하이브리드 피로 해석 154
5.3. 장기 극한 하중 해석 156
5.3.1. 확률모델을 이용한 선형 응답 예측 156
5.3.2. 후보 설계파의 생성과 검증 160
5.3.3. 설계파법을 통한 극한 하중 해석 163
6. 결론 164
7. 참고문헌 167

표 목 차

Table 2.1 Principle dimensions of the 6,250-TEU containership 25

Table 2.2 Bulkhead strain energy coefficients of the 6,250-TEU containership (m^5) 28

Table 2.3 Stool strain energy coefficients of the 6,250-TEU containership (m^5) 28

Table 2.4 Natural frequencies of the 6,250-TEU containership in dry mode (Hz) 28

Table 3.1 Principal dimensions of 10,000- and 18,000-TEU containerships (full scale) 54

Table 5.1 Principal dimensions of the ultra large containership (full scale)141

Table 5.2 Number of occurrences of sea states and operational conditions for the ultra large containership in the North Atlantic Ocean 142

Table 5.3 Mode shapes and natural frequencies of the containership in dry mode 145

Table 5.4 Long-term fatigue damages obatined by narrowband and wideband spectral models 153

Table 5.5 Long-term fatigue damage for the different fatigue analysis methods 155

그 림 목 차

Fig. 1.1 MSC OSCAR containership (source: en.wikipedia.org) 1

Fig. 2.1 Flow diagram of hydroelastic analysis.....10

Fig. 2.2 Discretized ship in a 3-D Cartesian coordinate system.....11

Fig. 2.3 Coordinate system for 3-D Rankine panel method 13

Fig. 2.4 Beam nodes along the center line.....20

Fig. 2.5 Cross-section of a containership (left: 3-D FE model, right: 2-D FE model) 23

Fig. 2.6 2-D analysis result of containership cross-section 23

Fig. 2.7 3-D FE model of the 6,250-TEU containership: outer shape (left) and mid-ship part (right).....25

Fig. 2.8 Cross-section properties of the 6,250-TEU containership 27

Fig. 2.9 Eigenvectors of the 6,250-TEU containership: shell model (left) and beam models (right) 29

Fig. 2.10 3-D FE model of 6,250-TEU containership 32

Fig. 2.11 Mass modeling of container cargos using coupled mass and MPCs 36

Fig. 2.12 Polluted solution of eigenvalue analysis by locally weak point 36

Fig. 2.13 Required solution of eigenvalue analysis for hydroelastic analysis37

Fig. 2.14 Extrapolation of stress using t x t meshes (DNV-GL, 2014b).....38

Fig. 2.15 Local fine mesh for rounded hatch corner.....38

Fig. 2.16 Eigenvectors on the 3-D FE model (top) and the panel model (bottom) 40

Fig. 2.17 2-D slamming sections of a ship (top: 90° ; bottom: 135°).....42

Fig. 2.18 Coordinate system for 2-D slamming models.....44
Fig. 2.19 Water entry body (left) and complex plane (right) for GWM.....46
Fig. 2.20 Modification of extracted section using the maximum and minimum dead-rise angles 49
Fig. 2.21 Smoothed sections for GWM preprocess (left: modification from keel; right: modification from deck).....50
Fig. 2.22 Comparison of slamming pressure distributions and forces for two differently modified sections.....51
Fig. 3.1 Segmented models of the containerships (top: 10,000-TEU containership; bottom: 18,000-TEU containership).....54
Fig. 3.2 3-D FE model of the two containerships (upper: 10,000-TEU containership; lower: 18,000-TEU containership) 55
Fig. 3.3 Linear panel models the 10,000-TEU (left) and 18,000-TEU (right) containerships.....56
Fig. 3.4 Nonlinear panel models the 10,000-TEU (left) and 18,000-TEU (right) containerships 56
Fig. 3.5 Slamming section models the 10,000-TEU (top) and 18,000-TEU (bottom) containerships 57
Fig. 3.6 Eigenvectors of 10,000-TEU containership (top: two-node VB; middle: three-node VB, bottom: four-node VB) 58
Fig. 3.7 Eigenvectors of 18,000-TEU containership (top: two-node VB; middle: three-node VB, bottom: four-node VB) 58
(c) Vertical bending moment RAOFig. 3.8 Response amplitude operator of the 10,000-TEU containership advancing with 5 knots forward speed in head sea.....61

Fig. 3.9 Response amplitude operator of the 18,000-TEU containership advancing with 5 knots forward speed in head sea 62
Fig. 3.10 Super-harmonic springing responses of the 10,000-TEU containership in head seas (upper: 2nd harmonic springing, T=8.2 s, H=5.0 m, 19.0 knots; lower: 3rd harmonic springing, T=10.9 s, H=5.0 m, 18.5 knots).....64
Fig. 3.11 Super-harmonic springing responses of the 18,000-TEU containership in head seas (upper: 2nd harmonic springing, T=9.0 s, H=5.0 m, 20.0 knots; lower: 3rd harmonic springing, T=12.0 s, H=5.35 m, 20.0 knots).....64
Fig. 3.12 Pressure and force sensors on the wedge (KRISO/KIOST, 2014) .65
Fig. 3.13 Comparison of drop test results (dead-rise angle: 30 ° ; drop height: 0.5 m) 66
Fig. 3.14 Comparison of drop test results (dead-rise angle: 20 ° ; drop height: 0.25 m) 67
Fig. 3.15 Configuration of ship-section drop test (KRISO/KIOST, 2014) ..69
Fig. 3.16 Time histories of motion and force signals (Model I, drop height of 170 mm) 71
Fig. 3.17 Time histories of motion and force signals (Model II, drop height of 170 mm) 72
Fig. 3.18 Comparison of normalized forces on Model I.....73
Fig. 3.19 Comparison of normalized forces on Model II.....74
Fig. 3.20 Bow flare slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in head sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 18.0 knots).....76
Fig. 3.21 Bow flare slamming and whipping responses of the 18,000-TEU

containership in head sea (T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots).....77
Fig. 3.22 Stern slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in following sea (T=13.6 s, H=9.0 m, 0.0 knots) ..78
Fig. 3.23 Stern slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in following sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 0.0 knots) 79
Fig. 3.24 Bow flare slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in head sea (T=15.0 s, H=12.0 m, 10.0 knots).....80
Fig. 3.25 Bow flare and stern slamming and whipping responses of the 18,000-TEU containership in head sea (T=14.0 s, H=12.2 m, 5.0 knots) 81
Fig. 3.26 Local force sensors on bow flare of 10,000-TEU containership (KRISO/KIOST, 2014).....82
Fig. 3.27 Local slamming forces on the 10,000-TEU containership in head sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 18.0 knots) 83
Fig. 3.28 Spatial distribution of local slamming forces on the 10,000-TEU containership in head sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 18.0 knots).....84
Fig. 3.29 Pressure sensors on bow flare of 18,000-TEU containership.....84
Fig. 3.30 Bow flare slamming pressures of the 18,000-TEU containership in head sea (T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots) 85
Fig. 3.31 Comparison of different high-frequency vibrations for the 10,000-TEU containership.....87
Fig. 3.32 Parametric analysis result of bow flare slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 18.0 knots) 88
Fig. 3.33 Parametric analysis result of bow flare slamming and whipping for

the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 10.0 knots) 89
Fig. 3.34 Parametric analysis result of bow flare slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 15.0 knots) 90
Fig. 3.35 Parametric analysis result of stern slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 0 deg., speed: 5.0 knots)..91
Fig. 3.36 Parametric analysis result of mixed slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 5.0 knots) 92
Fig. 3.37 Total VBM responses of the 18,000-TEU containership in irregular head sea (Tp=16.9 s, Hs=11.5 m, 10.0 knots) 95
Fig. 3.38 Springing and whipping responses of the 18,000-TEU containership in irregular head sea (Tp=16.9 s, Hs=11.5 m, 10.0 knots) 96
Fig. 3.39 Comparison of performances of wedge approximation and GWM for the 18,000-TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 5.0 knots) 98
Fig. 3.40 Comparison of performances of wedge approximation and GWM for the 18,000-TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots) 99
Fig. 3.41 Comparison of fully coupled and decoupled analyses for the 18,000-TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 5.0 knots) 100
Fig. 3.42 Comparison of fully coupled and decoupled analyses for the 18,000-TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots) 100

Fig. 3.43 Green water impact on the deck of the 10,000-TEU containership 102
Fig. 3.44 Reduced whipping due to green water on the deck of the 10,000-TEU containership.....103
Fig. 4.1 Flow diagram of hydroelastic analysis for motion and structural responses.....105
Fig. 4.2 Logical procedure for hydrodynamic model selection.....108
Fig. 4.3 Logical procedure for structural model selection 109
Fig. 4.4 Technical procedure for hydrodynamic modeling 112
Fig. 4.5 Technical procedure for structural modeling.....113
Fig. 4.6 Technical procedure for seakeeping analysis with ship hydroelasticity 115
Fig. 4.7 Long-term analysis procedure with four courses for fatigue load 117
Fig. 4.8 Long-term analysis procedure for extreme load 121
Fig. 4.9 Relationship between incident wave and linear and nonlinear vertical bending moments 123
Fig. 4.10 Reduction of a full time series of incident wave 123
Fig. 4.11 Nonlinear VBMs in candidate design waves 124
Fig. 4.12 Flow diagram of SHAP.....125
Fig. 4.13 Application of SHAP to long-term fatigue analysis.....133
Fig. 4.14 Result of SHAP for long-term fatigue analysis 135
Fig. 4.15 Application of SHAP to long-term extreme load analysis.....137
Fig. 4.16 Result of SHAP for long-term extreme load analysis 139
Fig. 5.1 A set of hydrodynamic models for the ultra large containership (left: linear panel model, middle: nonlinear body panel model, right:

slamming model) 143
Fig. 5.2. The full ship FE model with local fine mesh of the ultra large containership 144
Fig. 5.3 Rod elements on the edge of hatch corner at mid-ship 144
Fig. 5.4 Eigenvectors of the containership (top: 9-th mode, middle: 11-th mode, bottom: 15-th mode) 145
Fig. 5.5 Modal stress distribution of 9-th mode near the hatch corner 147
Fig. 5.6 Local deformation of bulkheads and side wall (left: 11-th mode, right: 30-th mode) 148
Fig. 5.7 Stress evaluation points near the mid-ship (x=0.51L from AP) and the accommodation deck (x=0.63L from AP) 149
Fig. 5.8 Time series of hot-spot stress on hatch corner at x=0.51L from AP (head sea, T_Z=7.5 s, H_S=5.5 m, 24.0 knots) 149
Fig. 5.9 Time series of hot-spot stress on hatch corner at x=0.63L from AP (head sea, T_Z=7.5 s, H_S=5.5 m, 24.0 knots) 149
Fig. 5.10 Fatigue damage obtained by spectral fatigue analysis 152
Fig. 5.11 Fatigue damage obtained by direct fatigue analysis 153
Fig. 5.12 Selection of fatigue-dominant operational conditions for partially direct fatigue analysis with interpolation 154
Fig. 5.13 Selection of nonlinearity-dominant operational conditions for hybrid fatigue analysis 155
Fig. 5.14 Wave and VBM response spectrums (head sea, Hs=1.5 m, Tz=7.5 s, 27.0 knots) 159
Fig. 5.15 PDFs of VBM at midship (head sea, Hs: 1.5 m, Tz: 7.5 s, 27.0 knots) 159

Fig. 5.16 CDFs of VBM at midship (head sea, Hs: 1.5 m, Tz: 7.5 s, 27.0 kts) 159
Fig. 5.17 Wave and VBM response spectrums (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots) 160
Fig. 5.18 CDFs of VBM at midship (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots) 160
Fig. 5.19 Comparison of irregular responses to different length waves (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots) 161
Fig. 5.20 20 largest peaks of linear hogging moment (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots, 3 hours) 162
Fig. 5.21 Comparison of nonlinear hogging moments using multiple design waves (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots, 3 hours) ...162
Fig. 5.22 Comparison of extreme hogging moments (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots, 3 hours) 163

1. 서론

1.1. 연구 배경

2000년대 후반 물동량의 급속한 증가에 의해 물자를 수송하는 상선이 급속하게 대형화되고 있다. 이러한 경향은 컨테이너선에서 두드러지게 나타나고 있으며 2016년 5월 현재 운항중인 컨테이너선 중에 가장 큰 선박은 스위스에 본사를 둔 MSC(Mediterranean Shippping Company)의 Oscar, Oliver, Zoe호로 19,224-TEU급 선박이다 (Fig. 1.1). 이 선박은 길이가 약 400 미터, 폭이 약 60 미터, 총톤수가 약 19만톤이다. 이러한 대형 선박은 운송비 절감에 있어서 매우 유리하다는 장점이 있지만 구조 안정성의 부분에 있어서는 다음과 같은 이유로 취약해지기 쉽다.

Fig. 1.1 MSC OSCAR containership (source: en.wikipedia.org)

특히 400 미터에 육박하는 선체의 길이 때문에 1절점 비틀림 모드와 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 주파수가 낮을 수 밖에 없으며 이로 인해 공진 현상인 스프링잉이 발생할 가능성이 크게 높아진다. 스프링잉은 조우 주파

수와 고유 주파수가 같을 때 발생하는 선형 스프링잉과 조우 주파수의 n배 또는 합주파수와 고유 주파수가 같을 때 발생하는 비선형 스프링잉이 있으며, 두가지 스프링잉 모두 초대형 선박에서는 발생의 가능성이 적지 않다. 선박의 선수 플레어 또는 선미쪽의 선저부가 평평한 형상일 경우에는 큰 파고 또는 큰 운동에 의하여 슬래밍 현상이 발생한다. 슬래밍 하중에 의해 선체에 과도적 구조 진동이 발생하게 되는데 이를 휘핑이라고 한다. 의식적감속 (voluntary speed reduction)을 통해 선속을 낮추게 되면 휘핑의 발생확률과 선형 스프링잉의 진폭을 줄일 수 있지만 비선형 스프링잉의 성분은 크게 변하지 않는다.

스프링잉과 휘핑으로 대표되는 선체의 유탄성 응답은 피로 강도 (fatigue strength) 및 최종 강도 (ultimate strength)의 결정에 영향을 주기 때문에 이를 정확하게 고려할 필요가 있다. 그러나 유탄성 응답의 비선형성 때문에 기존의 선형응답을 이용한 구조 해석을 사용하기는 어렵다. 기존의 방법은 강체에 대한 선형 내항성능 해석 결과를 구조 해석에 사용하는 것으로 응답전달함수 (response amplitude operator, RAO)를 이용하여 매우 효과적으로 구조 해석을 수행할 수 있었다. 그러나 비선형 유탄성 응답은 응답전달함수로 표현이 안되고 시계열로 표현되기 때문에 이를 효과적으로 구조 해석에 적용하기 위한 방법이 필요하다. 또한 유탄성 응답을 포함한 내항성능 해석에 구조 모델이 필요하기 때문에 내항성능 해석과 구조 해석이 기존과 같은 하향적 해석 (top-down analysis)처럼 분리되지 않는다.

최근 선급들은 유탄성 영향에 대한 부분들을 자사의 가이드라인에 포함시키고 있으나 아직까지는 많이 미흡한 상태이다. DNV-GL (Det Norske Veritas - Germanischer Lloyd)은 자사의 가이드 라인에 피로 강도와 최종 강도 평가에 유탄성 효과를 고려하는 방법을 소개하고 있다 (DNV-GL, 2015a). 이들은 선체의 길이가 330 미터 이하일 경우에는 유탄성 성분에 대

한 보정을 위한 식을 제시하고, 길이가 그 이상일 경우에는 실험 또는 수치 해석을 수행하기를 권고하고 있지만 후자에 대한 구체적인 방법은 명시되어 있지 않다. ABS (American Bureau of Shipping)는 선형 스프링잉과 휘핑에 대해서 각각 독립적으로 계산하는 방법을 제안하고 있으나 비선형 스프링잉 및 구조 모델에 대해 개선이 필요한 것으로 보인다 (ABS, 2014a; 2014b). BV (Bureau Beritas)는 비선형 유탄성 응답을 고려하기 위한 실용적인 방법들을 구체적으로 설명하고 있으며 이러한 비선형 방법과 접목시키기 위한 장기 해석법도 일부 소개하고 있다 (BV, 2015). 이처럼 각 선급들은 각기 다른 방법들을 제시하고 있으며 그 방법들 또한 미성숙한 단계에 있다. 따라서 비선형 유탄성 응답의 효과적인 해석법과 이와 연계된 구조 해석을 수행하는 방법이 정립될 필요가 있다.

1.2. 선행 연구

선체 유탄성 응답에 대한 연구는 크게 세가지 종류로 분류할 수 있다. 첫 번째는 실선 계측과 관련된 연구로 운항 중인 선박들에 스트레인 게이지를 설치하여 응력을 계측하여 유탄성 응답의 발현 빈도와 그 영향을 조사하는 것이 목적이다. 대표적인 연구로는 Moe et al (2005), Koning and Kapsenberg (2012), Andersen and Jensen (2014), Storhaug and Kahl (2015), Ki et al. (2015)가 있다. 이들의 벌크선 또는 컨테이너선의 실선 계측 결과로부터 공통적으로 주장하는 것은 유탄성 응답에 의한 성분이 구조 하중에 치명적인 영향을 준다는 것이다. 유탄성 응답에 의한 성분은 선박의 종류와 운항 조건에 따라 차이가 크게 발생하기 때문에 실선 계측 결과만으로는 이러한 영향을 설계에 반영하기 어렵다.

두번째는 모형선 실험과 관련된 연구가 있다. 모형선 실험과 관련된 연구

는 모형선 실험을 통하여 유탄성 응답의 현상을 분석하거나 수치 해석법의 결과를 검증하기 위한 목적을 갖는다. Malenica et al. (2003), Remy et al. (2006)의 바지선 실험은 수치 해석법의 검증을 위한 실험이었으며 매우 강성이 약한 구조로 설계되었다. WILS JIP에서 수행된 컨테이너선의 모형선 실험 연구는 유탄성 응답 현상 분석과 수치 해석법의 검증을 위해 수행되었다 (Hong et al., 2012; Kim et al., 2015b; Kim and Kim, 2015). WILS JIP의 실험은 선체의 비선형 스프링잉과 슬래밍-휘핑에 대하여 매우 방대한 양의 실험이 수행되어 수치 해석법 검증에 매우 중요한 결과이다. 그 외에도 Storhaug and Moan (2006), Drummen (2008), Miyake et al. (2009), Iijima et al. (2009), Storhaug et al. (2010), Storhaug et al. (2011)에 의해 유탄성 응답 예측을 위한 모형선 실험이 수행되었다. Maron and Kapsenberg (2014)는 유탄성 응답에 관한 모형선 실험을 수행할 경우에 발생하는 문제들에 대하여 자세히 고찰하고 분석하였다. 특히, Storhaug (2007)에 의한 선행 연구는 매우 체계적으로 수행되었다.

세번째로는 본 연구와 같은 수치 해석법에 기반한 연구들이다. 수치 해석법과 관련된 연구는 해석법의 개발이나 실선 적용에 대한 연구가 주를 이룬다. 유탄성 수치 해석 연구는 Belgova (1962)에 의해 처음 시도되었다. 초기 단계의 유탄성 해석법은 Bishop and Price (1979)에 의해 정립되었으며 보 이론과 스트립 이론을 결합하여 성공적으로 선형 스프링잉을 예측하였다. Jensen and Dogliani (1996)는 비선형 스프링잉을 예측하기 위하여 2차의 스트립 이론을 사용하였고 입사파의 합주파수의 2차 성분을 성공적을 고려하였다. 2차 스트립 이론을 이용한 방법은 Vidic-Perunovic (2005)에 의해 다방향 입사파의 2차 성분까지 고려할 수 있도록 확장되었다. Wu and Hermundstad (2002)와 Wu and Moan (2005)는 비선형 유탄성 응답을 동적 응답과 준정적 응답으로 분리하여 동적 응답 해석에 임펄스 응답 함수를 효

과적으로 적용하였다. Malenica and Tuitman (2008)과 Iijima et al. (2008)은 3차원 경계요소법, 3차원 유한요소 모델, 2차원의 슬래밍 모델을 결합하여 효율적인 비선형 유탄성 응답 해석법을 개발하였다. Oberhagemann et al. (2012)는 전산유체역학 (computational fluid dynamics, CFD)을 구조 모델과 연성하여 유탄성 응답 해석에 적용하였다.

본 연구의 직접적인 발판이 되는 선행 연구는 Nakos (1990)와 King (1994)의 연구로, 이들의 연구에 의해 3차원 랜킨 패널법이 시간 영역에서의 내항성능 해석에 널리 사용되기 시작하였다. Kim and Kim (2008)과 김경환 (2011)에 의하여 WISH (computer program for Wave-Induced SHip motion and loads)라는 3차원 랜킨패널법을 이용한 내항성능 해석 프로그램이 개발되었으며, 이 해석 프로그램은 여러 분야의 해석에 폭 넓게 응용되었다 (Kim et al., 2011). Kim (2009)은 직교좌표계에서 3차원 랜킨패널법을 Vlasov 보 모델과 직접 연성하여 선형 및 비선형 응답 해석법을 개발하였다. 이 방법은 일반적인 유탄성 해석법들이 모드중첩법을 사용하는 것과 달리 직접 연성을 수행하여 발생하는 수치적인 문제들을 해결하여 새로운 방법을 정립하였다. 이 방법은 김경환 (2011)에 의해 3차원 유한요소법에 확장되어 파랑중에서의 운동 및 구조 응답을 실시간으로 해석하였다. 그러나 이 방법은 현재 컴퓨터의 계산능력과 비교하여 너무 방대한 계산량을 요구하여 실제로 사용하기에는 무리가 따른다. 본 연구는 이러한 선행 연구를 바탕으로 보다 실용적인 비선형 유탄성 해석법을 개발하기 위하여 시작되었다. 본 연구의 많은 부분들은 Kim (2009)와 김경환 (2011)의 의해 개발된 해석법을 기반으로 하고 있다.

1.3. 연구 목표 및 주요 내용

본 연구의 최종적인 목표는 실제 선박 설계에 비선형 유탄성 해석을 적용할 수 있도록 관련 기술을 개발하는 것이다. 관련 기술에는 비선형 유탄성 응답 해석법, 응답 결과를 이용한 구조 해석법, 장기 피로 및 극한 하중 해석법, 그리고 이들을 효과적으로 사용하기 위한 프러시저가 있다.

먼저 비선형 유탄성 응답을 해석하기 위한 내항성능 해석 프로그램을 보완 및 개발하였다. 기존에 Kim (2009)에 의해 개발된 보 구조 기반의 연성 해석법을 보완하기 위하여 Kawai (1973)과 Fujitani (1991)의 방법을 이용한 선체 단면의 2차원 해석 프로그램을 개발하였고 이를 실제 선박에 성공적으로 적용하였다. 그러나 보 구조물은 전체 구조 거동 예측에는 유효하지만 응력 해석과 같은 국부적인 구조 해석에 한계가 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 3차원 유한요소 모델을 이용하는 연성 해석법을 개발하였다. 3차원 유한요소 모델을 직접 사용하게 되면 김경환 (2011)의 연구 결과에서처럼 응력 분포가 매번 계산되는 장점이 있지만 그만큼 계산속도가 느려진다. 이를 해결하기 위하여 다음과 같이 모드중첩법을 적용하여 자유도를 크게 감소시켰다. 저차 모드에 대해서만 동적 연성 해석을 수행하여 스프링잉 및 휘핑을 계산하고 고차 모드에 대해서는 비연성 준정적 해석을 수행하였다. 슬래밍 하중 계산에는 2차원 Wagner 모델을 이용하였으며 전처리 해를 이용하는 방법을 개발하여 수치적인 효율성을 도모하였다.

다음 단계로서, 개발된 유탄성 수치 해석법의 검증을 위하여 모형선의 실험 결과와 세밀한 비교를 수행하였다. 10,000-TEU 및 18,000-TEU의 모형선에 대한 실험 결과와 수치 해석 결과의 비교를 통해 수치 해석이 어느정도의 신뢰성을 갖는지 알아보았다. 규칙파중에서의 비선형 스프링잉 및 휘핑 응답은 실험과 계산 결과가 대부분 서로 비슷하였으며, 불규칙파중에서

의 응답도 일부 비슷하였다. 또한 슬래밍 압력 계산에 사용되는 일반화된 Wagner 모델의 계산 결과를 엄밀히 분석하여 실험 결과와 비교하였다. 그리고 다양한 조건에서의 실험 결과를 분석하여 유탄성 응답이 어떤 매커니즘으로 발생하지는에 대해 자세히 분석하였다. 검증의 마지막 단계로 유탄성 수치 해석법을 실선에 적용할 경우에 발생하는 구조 모델링의 문제에 대해서 알아보고 그 해결법을 제안하고 검증하였다.

이러한 요소 기술들의 개발을 바탕으로 본 연구에서 개발된 유탄성 수치 해석법을 실제 선박 설계에 적용하기 위한 방안을 검토하고 계산의 신뢰성을 높이기 위한 논리적 및 기술적 프러시저를 개발하였다. 더 나아가 유탄성 수치 해석의 효율성을 높이기 위한 선체 유탄성 해석 프러시저를 제안하였다. 이 프러시저를 장기 해상 상태에서의 피로 및 극한 하중 해석에 적용하여 계산 효율성을 높일 수 있는 프러시저를 개발하였다.

초대형 컨테이너선의 실선 모델에 대하여 장기 피로 및 극한 하중 해석을 실제로 수행하여 비선형 유탄성 응답이 고려된 구조 하중을 계산하였다. 스펙트럴 피로 해석법, 직접 피로 해석법, 부분적 직접 피로 해석법을 적용하고 결과를 서로 비교하였다. 비교를 바탕으로 각 방법의 효용성에 대해서 논의하였고 직접 피로 해석법의 필요성을 확인하였다. 장기 극한 하중 해석을 위한 방법으로는 설계파법을 도입하여 포괄적인 형태로 수정하였다. 이 포괄적인 형태의 설계파법의 타당성을 뒷받침하기 위해 기초적인 관점에서 이 방법을 해석하고 결과를 검증하였다. 해석 결과로부터 장기 피로 및 극한 하중 모두 비선형 유탄성 응답에 의해 크게 증가하는 것을 확인하였다.

본 연구에서는 해석법의 개발과 효과적인 적용을 위한 프로시저를 개발하였다. 그리고 이를 실선의 수치 모델링, 내항성능 해석, 장기 해석, 구조 하중 해석에 이르기까지의 모든 과정을 다루어 비선형 유탄성 응답이 실제 선박 설계에 적용될 수 있는 발판을 마련하고자 하였다. 또한 수치 해석의 효

율성을 높이기 위한 프러시저를 적용하여 사용자에 따라 소요 시간이 달라지는 것을 최소화하고자 하였다.

2. 이론적 배경 및 수치 해석 모델

2.1. 연성 해석 모델의 개요

선체의 유탄성 응답 해석은 Fig. 2.1에 나타낸 흐름도과 같이 크게 세단계로 나누어 생각할 수 있다. 전처리 (preprocessing) 단계에서는 유체 영역과 구조 영역의 모델링을 수행하게 되며, 이들의 유효성이 연성 해석 전에 검토 되어야 한다. 검증이 완료된 수치 모델을 이용하여 다음 단계에서 연성 해석 (fully coupled analysis)을 수행하게 된다. 유체 영역 모델을 통해 외력으로 작용하는 유체력을 계산하고 이 힘을 구조 모델에 전달하여 구조 모델의 운동 응답을 계산한다. 계산된 운동 응답을 다시 유체 모델의 경계 조건에 적용하는 과정의 반복을 통해 유체와 구조 두 영역의 수렴된 해를 구한다. 이러한 연성 해석은 시간 영역 또는 주파수 영역에서 수행될 수 있는데 슬래밍과 같은 비선형성은 주파수 영역에서 고려하기 어려운 문제가 있어 본 연구에서는 시간 영역에 연성 해석을 적용하였다. 다음 후처리 (postprocessing) 단계에서 연성 해석을 통해 얻어진 응답으로부터 구조 응답을 계산하여 구조 하중 평가에 사용한다. 일반적으로 단면력과 응력을 계산하여 선체의 피로 또는 최대 하중을 평가한다.

본 연구에서는 선체 주변의 선형 유동 해석을 위해서 3차원 랜킨 패널법을 도입하였고, 비선형 Froude-Krylov 힘과 복원력 고려를 위해 약 비선형 접근법(weakly nonlinear approach)을 사용하였다. 선수부 및 선미부의 슬래밍 하중을 고려하기 위하여 2차원의 슬래밍 모델을 이용하였다. 유체의 선형 압력과 비선형 압력이 혼재되어 고려되기 때문에 일관성이 떨어지는 방법이지만 빠르게 주요한 비선형 압력을 고려하기 때문에 매우 실용적으로

평가되어 널리 사용되고 있는 방법이다. 그러나 이러한 이를 통해 얻어진 비선형 응답은 구조 해석에 적용하기 어려운 문제가 있다. 왜냐하면 응답전달함수로 표현되지 않기 때문이다. 본 연구에서는 시간 영역의 비선형 유체력과 이에 대한 연성 응답 계산하여 구조 해석까지 적용하는 방법을 소개한다.

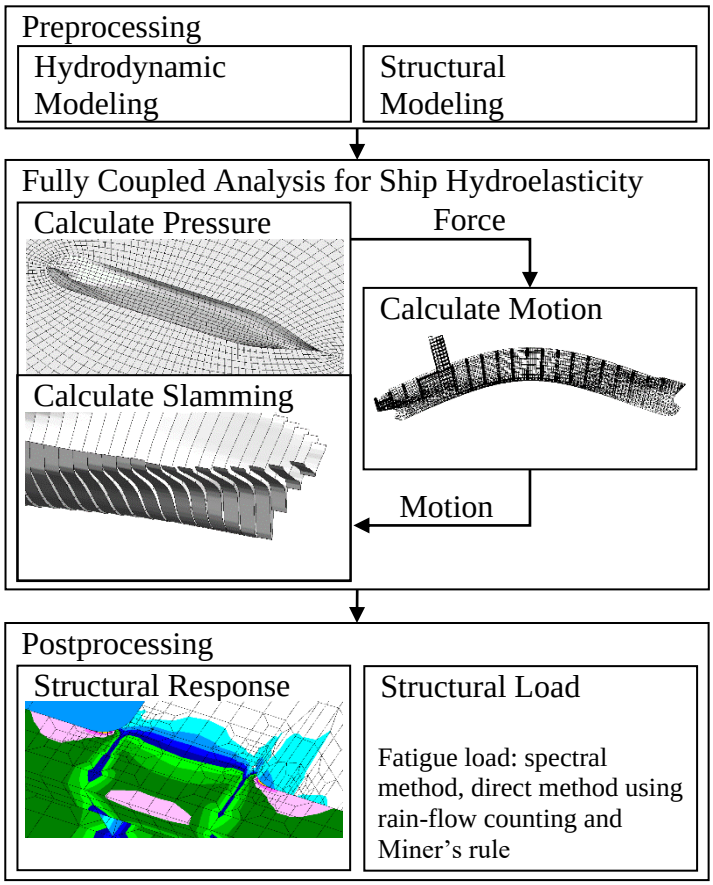


Fig. 2.1 Flow diagram of hydroelastic analysis

선박의 스프링잉과 휘핑 응답은 저차의 구조 진동 모드가 지배적이기 때문에 1차원의 보 요소 모델 또는 3차원 유한요소 모델을 이용하여 계산할 수 있다. 설계 초기 단계에서는 모델링 및 계산의 편의성을 높이기 위해서 1차원 보 요소 모델을 사용하는 것이 적합하다. 본 연구에서는 Timoshenko

보 이론과 Vlasov 보 이론을 도입하여 전단 (shear)이 고려된 굽힘 (bending)과 뒤틀림 (warping)이 고려된 비틀림 (torsion)을 고려하였다. 보 요소 모델에서는 단면 특성을 정확히 계산하는 것이 매우 중요하며 단면의 2차원 해석을 통해 전단류 (shear flow)와 뒤틀림 함수 (warping function)를 계산하는 것이 핵심이다. 본 연구에서는 단면의 2차원 해석을 위해 Kawai (1973)와 Fujitani (1991)의 유한요소법을 이용한 방법을 도입한다. 또한 격벽과 같은 불연속한 구조물의 영향이 적절하게 고려되어야 하는데 Senjanovic et al. (2009)의 방법을 통해 이러한 영향을 단면 특성값에 반영시킬 수 있다. 뒤틀림이 고려된 비틀림을 고려하는 보 이론은 그 방법이 위처럼 복잡해지기 때문에 오히려 3차원 유한요소 모델을 적용하는 편이 더 간편한 경우도 있다. 이러한 경우에는 3차원 유한요소 모델이 갖는 매우 높은 자유도를 모드분해 (modal decomposition)를 통해 크게 줄일 필요가 있다.

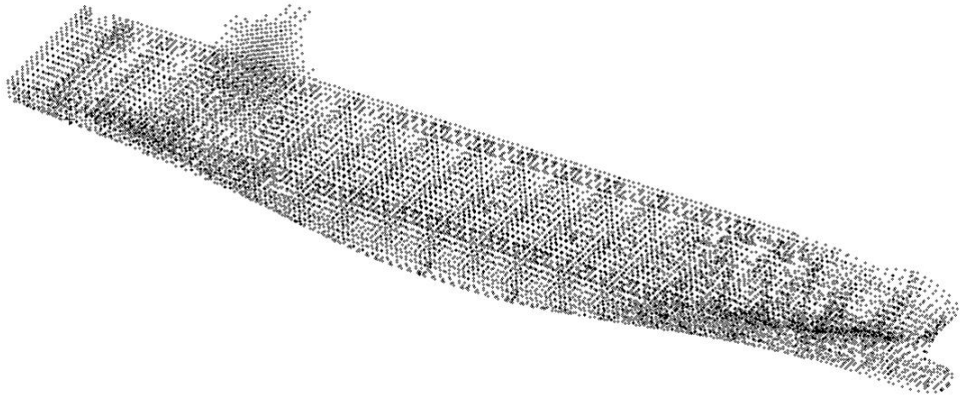


Fig. 2.2 Discretized ship in a 3-D Cartesian coordinate system

유한요소법을 이용하여 선체를 이산화된 절점 (node)로 Fig. 2.2에 나타내었다. 이렇게 이산화된 선체의 운동은 각각의 절점에서의 변위 벡터 $\ddot{\mathbf{u}}(t)$ 와 이에 대한 시간 미분을 이용하여 나타낼 수 있으며 운동방정식의 일반적인 형태는 다음과 같다.

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\mathbf{C}\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\mathbf{K}\vec{\mathbf{u}}(t)=\vec{\mathbf{f}}(\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t),\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t),\vec{\mathbf{u}}(t),t) \tag{2.1}$$

여기에서 $\mathbf{M}$은 질량행렬, $\mathbf{C}$는 감쇠행렬, $\mathbf{K}$는 강성행렬, $\vec{\mathbf{f}}$는 유체장에서 발생한 외력 벡터이다. 절점과 절점 사이를 적절한 요소로 구성하면 질량행렬 및 강성행렬을 얻을 수 있다. 선체 구조물은 보통 얇은 판으로 구성되기 때문에 쉘 요소 (shell element)가 주로 이용된다. 외력 벡터는 다음과 같이 6개의 힘으로 구성된다.

$$\vec{\mathbf{f}}=\vec{\mathbf{f}}_{LD}+\vec{\mathbf{f}}_{NF}+\vec{\mathbf{f}}_{NR}+\vec{\mathbf{f}}_{SL}+\vec{\mathbf{f}}_{SP}+\vec{\mathbf{f}}_{DAM} \tag{2.2}$$

여기에서 $\vec{\mathbf{f}}_{LD}$ 는 선형 유체동역학적 힘으로 전진속도, radiation 및 diffraction 에 의한 성분이 포함되어 있으며, $\vec{\mathbf{f}}_{NF}$ 는 비선형 Froude-Krylov 힘, $\vec{\mathbf{f}}_{NR}$ 비선형 복원력, $\vec{\mathbf{f}}_{SL}$ 는 선수 및 선미부의 입수에 의한 슬래밍 하중, $\vec{\mathbf{f}}_{SP}$ 는 소프트 스프링에 의한 복원력, $\vec{\mathbf{f}}_{DAM}$ 는 소프트 스프링의 감쇠력과 횡동요의 점성 감쇠력으로 구성된다.

2.2. 3차원 포텐셜 유동 해석

선박 주변의 유동장을 포텐셜 유동으로 가정하고 해를 구하기 위해 3차원 랜킨 패널법 (Rankine panel method)을 도입하였다. 본 연구에 적용된 랜킨 소스법은 시간영역에서 해석이 수행되며 Nakos (1990)와 Kring (1994) 등이 적용한 기법과 유사하지만, 속도 포텐셜의 분리가 다르고 이로 인해 경계치의 정식화에서 다소 차이가 있다. 특히 본 연구에서는 서울대학교에서 개발

된 WISH 프로그램(Kim and Kim., 2008; Kim et al., 2011)을 선체 주위의 유동과 운동해석에 적용하였다.

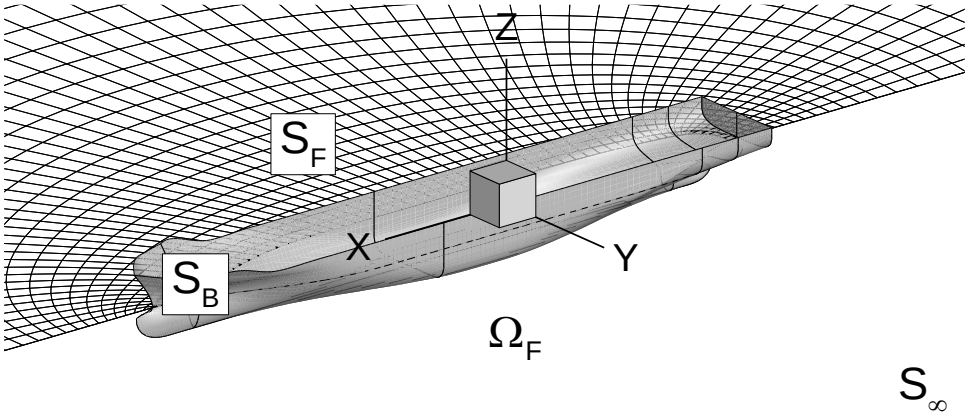


Fig. 2.3 Coordinate system for 3-D Rankine panel method

선박이 등속도로 x방향으로 전진하는 경우에 같은 속도로 움직이는 관성 좌표계를 Fig. 2.3에 나타냈다. 좌표계의 원점은 선박의 무게 중심을 수선면에 내린 곳에 위치한다. 비압축 및 비점성 유체의 비회전 유동을 가정하면 유동장을 포텐셜로 표현할 수 있으며 이때의 지배방정식은 라플라스 식이 된다. 선체의 표면과 자유 수면을 이산화된 패널로 표현하며 이 경우의 경계 조건 문제는 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\nabla^2\phi = 0 \quad \text{in } \Omega_F \tag{2.3}$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial n} = \vec{\mathbf{U}}\cdot\vec{\mathbf{n}} + \frac{\partial\vec{\mathbf{u}}}{\partial t}\cdot\vec{\mathbf{n}} \quad on\ S_B \tag{2.4}$$

$$\left[\frac{d}{dt} + \nabla\phi\cdot\nabla\right]\left[z-\zeta(x,y,t)\right] = 0 \quad on\ \ z=\zeta(x,y,t) \tag{2.5}$$

$$\frac{d\phi}{dt} = -g\zeta - \frac{1}{2}\nabla\phi\cdot\nabla\phi \qquad on\ \ z=\zeta(x,y,t) \tag{2.6}$$

$$\nabla\phi = 0 \quad at\ S_\infty \tag{2.7}$$

여기에서 ϕ 는 속도 포텐셜, $\vec{\mathbf{U}}$ 는 전진속도 벡터, $\vec{\mathbf{n}}$ 는 물체 표면에서의 법선 벡터, $\vec{\mathbf{u}}$ 는 병진 변위 벡터, S_B 는 물체 표면, Ω_F 는 유체 영역, ζ 는 자유 수면의 높이, g 는 중력 가속도를 나타낸다.

2.2.1. 선형화된 경계 조건 문제

경계 조건식 (2.4)-(2.6)을 선형화하기 위하여 속도 포텐셜을 double-body 기본 포텐셜 $\mathbf{\Phi}$, 입사파 포텐셜 ϕ_I, 교란 포텐셜 ϕ_d 로 분리하고, 같은 방법으로 자유 수면 높이를 입사파에 의한 높이 ζ_I 와 교란 포텐셜에 의한 높이 ζ_d 로 분리하였다. 분리된 속도 포텐셜과 자유 수면 높이는 다음과 같이 표현된다.

$$\phi = \Phi(x,y,z) + \phi_I(x,y,z,t) + \phi_d(x,y,z,t) \tag{2.8}$$

$$\zeta = \zeta_I(x,y,t) + \zeta_d(x,y,t) \tag{2.9}$$

경계 조건식 (2.4)-(2.6)을 평균 위치에 대한 테일러 급수 전개를 이용하여 다음과 같이선형화 할 수 있다.

$$\frac{\partial \zeta_d}{\partial t} - (\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi)\cdot\nabla\zeta_d = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2}\zeta_d + \frac{\partial \phi_d}{\partial z} + (\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi)\cdot\nabla\zeta_I \quad \text{on z = 0} \tag{2.10}$$

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial t} - (\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi)\cdot\nabla\phi_d = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} - g\zeta_d + \left[\vec{\mathbf{U}}\cdot\nabla\Phi - \frac{1}{2}\nabla\Phi\cdot\nabla\Phi\right] + (\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi)\cdot\nabla\phi_I \quad \text{on z = 0} \tag{2.11}$$

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial n} = \left[(\vec{\mathbf{u}} \cdot \nabla)(\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi) + ((\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi) \cdot \nabla)\vec{\mathbf{u}} \right] \cdot \vec{\mathbf{n}} + \frac{\partial \vec{\mathbf{u}}}{\partial t} \cdot \vec{\mathbf{n}} - \frac{\partial \phi_I}{\partial n} \quad \text{on } \bar{\mathrm{S}}_B \tag{2.12}$$

여기에서 사용된 double-body 기본 포텐셜을 이용한 선형화는 기본 포텐셜을 $\varepsilon\ (\ll 1)$ 의 0차로 가정하고 나머지 포텐셜과 자유 수면 높이를 ε 의 1차로 가정한다. 식 (2.10)과 식 (2.11)은 자유 수면의 동역학적 및 운동학적 경계 조건이며, 식 (2.12)는 물체 표면 경계 조건이며, 이 식은 Ogilvie and Tuck (1969)에 의해 6자유도 운동에 대한 변위 성분별의 합으로 정리되었다. 6자유도 강체 운동과 탄성체 운동을 포함하는 n 자유도 형태로 식 (2.12)를 일반화하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial n} = \sum_{j=1}^{n} \left(\frac{\partial \xi_j}{\partial t} n_j + \xi_j m_j \right) - \frac{\partial \phi_I}{\partial n} \quad on\ \bar{S}_B \tag{2.13}$$

$$\begin{aligned} n_j &= \vec{\mathbf{A}}^j \cdot \vec{\mathbf{n}} \\ m_j &= (\vec{\mathbf{n}} \cdot \nabla)(\vec{\mathbf{A}}^j \cdot (\vec{\mathbf{U}} - \nabla\Phi)) \end{aligned} \tag{2.14}$$

여기에서 아래첨자 j 가 6이하인 경우에는 강체 운동을 의미하며 7이상일 경우에는 탄성체 모드를 의미한다. m-term 이라고 불리는 m_j 항에 의해 전진 속도와 교란 포텐셜이 상호 작용을 하게되므로, 전진 속도가 있는 선박의 유동해석에서는 서로 영향을 주게 된다. 식 (2.14)을 탄성체 운동에 대한 표면 경계 조건 적용하기 위하여 다음과 같이 일반화된 형태로 표현할 수 있다.

2.2.2. 랜킨소스를 이용한 수치 해석법

물체 표면 및 자유 수면 경계 조건을 만족하는 속도 포텐셜은 구하기 위

하여 라플라스의 식에 그린의 2차정리를 적용하여 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\phi_d + \iint_{S_B} \phi_d \frac{\partial G}{\partial n} dS - \iint_{S_F} \frac{\partial \phi_d}{\partial n} G dS = \iint_{S_B} \frac{\partial \phi_d}{\partial n} G dS - \iint_{S_F} \phi_d \frac{\partial G}{\partial n} dS \tag{2.15}$$

여기에서 G 는 랜킨 소스를 의미한다. 이 식은 랜킨 소스를 자유 수면 및 물체 표면에 분포하여 라플라스 식을 만족시키는 형태를 의미한다. 이 식의 해를 자유 수면 및 물체 표면을 유한개의 패널로 이산화한다. 교란 포텐셜, 교란 포텐셜에 의한 자유 수면 높이, 교란 포텐셜의 미분값의 패널내에서의 분포를 패널중심에서의 값과 B-spline 함수 B_j 를 이용하여 다음의 형태로 표현할 수 있다.

$$\phi_d(\vec{x},t) = \sum_{j=1}^{9} (\phi_d)_j(t) B_j(\vec{x}) \tag{2.16}$$

$$\zeta_d(\vec{x},t) = \sum_{j=1}^{9} (\zeta_d)_j(t) B_j(\vec{x}) \tag{2.17}$$

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial n}(\vec{x},t) = \sum_{j=1}^{9} \left(\frac{\partial \phi_d}{\partial n} \right)_j (t) B_j(\vec{x}) \tag{2.18}$$

이 같은 2차 B-spline 함수를 이용하면 수렴된 결과를 얻기 위한 패널 개수를 줄일 수 있는 장점이 있다. 방사조건을 만족시키기 위하여 자유 표면의 바깥쪽에 인위적인 감쇠 영역을 설정하고 이 감쇠 영역에서는 포텐셜과 자유 수면 높이가 강제적으로 감쇠되도록 다음의 식을 이용하였다 (Kring, 1994).

$$\frac{d\zeta_d}{dt} = \frac{\partial \phi_d}{\partial z} - 2\kappa\zeta_d + \frac{\kappa^2}{g}\phi_d \tag{2.19}$$

$$\frac{\partial \phi_d}{\partial t} = -g\zeta_d \tag{2.20}$$

위 두 식이 적용된 감쇠영역을 이용하여 선박으로부터 방사 또는 반사된 파가 되돌아오지 않도록 하는 것이 중요하다. 모든 경계 조건을 만족하는 속도 포텐셜을 얻게 되면 유체동역학적 선형 압력 p_{LD}을 다음의 선형화된 베르누이의 식으로부터 얻을 수 있다.

$$p_{LD} = -\rho\left\{\left(\frac{\partial}{\partial t} - \bar{U}\cdot\nabla\right)\left(\Phi + \phi_I + \phi_d\right) + \nabla\Phi\cdot\nabla\left(\frac{1}{2}\Phi + \phi_I + \phi_d\right)\right\} \tag{2.21}$$

이 식으로 얻어진 압력을 평균 접수 면적에 대해 적분하여 선형 유체동역학적 힘인 $\vec{\mathbf{f}}_{LD}$를 얻을 수 있다.

접수 면적에 변화에 따른 비선형 압력을 고려하기 위하여 약 비선형 접근법 (weakly nonlinear approach)을 도입하였다. 비선형 압력을 정확히 고려하기 위해서는 상기의 포텐셜을 실제 접수 면적에 대해서 적용해야 하지만 이러한 방법은 3차원 영역의 문제에서는 매우 복잡하기 때문에 본 연구에서는 약 비선형 접근법을 도입하였다. 이 방법은 입사파와 운동에 의해 계산된 접수 면적에 대하여 Froude-Krylov 압력과 유체정역학적 압력을 고려한다. 이 방법에서는 교란 포텐셜에 의한 압력은 선형으로 고려되기 때문에 엄밀하게는 일관성이 떨어지는 방법이지만 매우 효과적으로 비선형 유체력을 계산할 수 있는 장점이 있다. 비선형 Froude-Krylov 압력 계산하기 위하여 테일러 급수 전개를 입사파 포텐셜에 대하여 다음과 같이 평균 수면 높이에 적용한다.

$$\phi_I = \frac{gA}{\omega} e^{kz} \sin\left(k\left(x+Ut\right)\cos\beta + ky\sin\beta - \omega t\right) \quad z<0$$
$$\phi_I = \frac{gA}{\omega} \sin\left(k\left(x+Ut\right)\cos\beta + ky\sin\beta - \omega t\right) \quad 0<z<\zeta_I \tag{2.22}$$

입사파 포텐셜에 의한 비선형 Froude-Krylov 압력은 베르누이의 식을 이용하여 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$p_{NF} = -\rho\left\{\left(\frac{\partial}{\partial t} - \bar{U}\cdot\nabla\right)\phi_I + \nabla\Phi\cdot\nabla\phi_I + \frac{1}{2}\nabla\phi_I\cdot\nabla\phi_I\right\} \tag{2.23}$$

이렇게 표현할 경우 유체정역학적 압력을 입사파에 의한 자유 수면 높이까지 음의 값을 갖도록 확장하였을 경우 자유 수면 높이에서 비선형 Froude-Krylov 압력과 유체정역학적 압력의 합이 0이 된다. 약 비선형 접근법을 이용하여 비선형 해석을 수행할 경우에는 입사파 포텐셜의 성분이 중복 고려되지 않도록 선형 유체동역학적 압력을 나타내는 식 (2.21)은 다음과 같은 형태로 수정한다.

$$p_{LD} = -\rho\left\{\left(\frac{\partial}{\partial t} - \bar{U}\cdot\nabla\right)\left(\Phi + \phi_d\right) + \nabla\Phi\cdot\nabla\left(\frac{1}{2}\Phi + \phi_d\right)\right\} \tag{2.24}$$

3차원 랜킨 패널법의 해를 통하여 선박에 작용하는 외력 중에 선형 및 비선형 유체동역학적 힘이 계산된다.

2.3. 1차원 보요소 모델

선체 구조물은 가늘 고 긴 형상 때문에 보 구조물로 오랜 시간 취급되어 왔다. Bishop and Price (1979)는 Timoshenko 보 이론을 이용하여 선체의 굽힘 모드의 스프링잉 응답을 성공적으로 해석하였다. 그러나 컨테이너선과 같이 선체 구조물이 얇은 개단면 (thin-walled open section)을 갖는 경우 비틀림 (torsion) 강성이 취약해질 수 밖에 없는데 이 경우에 뒤틀림 (warping)을 고려하는 것이 중요하다. 뒤틀림이 지배적인 비틀림 현상을 고려하기 위해서 Vlasov 보 이론이 필요하다(Gjelsvik, 1981). Timoshenko 보 이론과 Vlasov 보 이론은 길이 방향 거동을 정교하게 예측할 수 있지만 이를 위해서는 단면의 2차원 해석을 수행하여 전단류 (shear flow)와 뒤틀림 함수 (warping function)을 정확하게 계산해야 한다. 그리고 격벽과 같은 길이 방향에 대해 불연속한 구조물을 보의 단면 특성에 올바르게 고려해야 할 필요가 있다. 격벽과 같은 구조물은 뒤틀림 변형을 막는 역할을 하기 때문에 고려 여부에 따라 비틀림 강성에 큰 차이가 발생하기 때문이다. 본 연구에서는 과거 Kim et al. (2009a; 2009b; 2009c)에 의해 개발된 보 구조 모델의 연석 해석법에 슬래밍 하중을 연성하여 슬래밍-휘핑까지 해석할 수 있도록 확장하였다 (Kim and Kim, 2014). 이 연성 해석 모델은 WISH-FLEX BEAM 이라는 프로그램으로 개발되었다.

본 장에서는 보 모델의 구성 및 연성 개요에 대해 전반적인 내용만 서술하며 3차원 유한요소모델을 고유 모드에 대해서 연성할 경우와의 차이점에 대해서 서술한다. 보 요소 모델은 3차원 직교 좌표계에서 3차원 랜킨 패널법과 연성되었다. 이는 대부분의 연성 해석법이 일반화된 좌표계에서 특정 모드 (6개의 강체 운동 모드와 소수의 탄성체 운동 모드)만을 연성하는 것과 달리 모든 운동 모드가 포함되게 된다. 연성 모델에서의 중요한 부분은

영역들이 접하는 경계면 (interface boundary)에서의 변수 교환 (variable exchange)이며 보 모델의 경우 길이 방향의 형상 함수 (shape function)와 이산화된 각 절점 (node)에서의 7개의 자유도 값들로 3차원 공간상의 모든 변위가 표현된다. 즉 단면내의 변형이 무시할만한 수준이라는 가정하에 유효한 방법이다. 여기에서 보요소의 각 절점은 일반적인 6개의 자유도에 1개의 추가적인 자유도를 갖는데 이는 뒤틀림의 정도를 고려하기 위한 자유도로 길이 방향 축에 대한 회전 변위의 길이 방향 미분값에 해당한다. 본 연구에서는 Kim et al. (2009a, 2009b, 2009c)에 의해 소개된 변수 교환법이 사용되었다.

2.3.1. 보요소를 이용한 선체의 이산화

2.1장에서는 선체를 3차원 공간상에 절점을 분포시켰지만 본 장에서는 길이 방향의 보 요소만을 이용하기 위하여 선체의 길이 방향 중심 축에만 절점을 분포시켜 Fig. 2.4에 나타내었다.

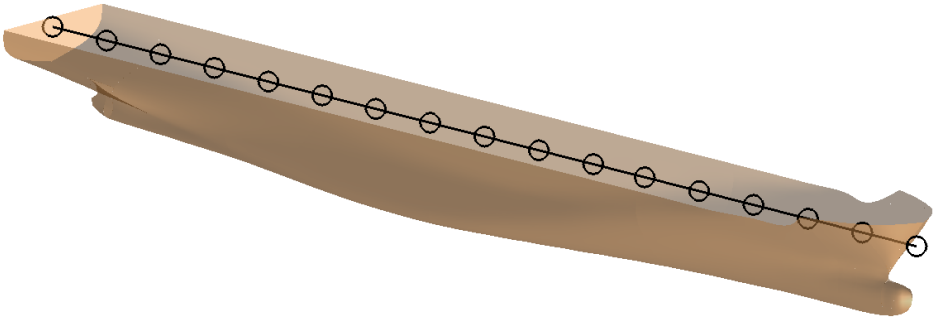


Fig. 2.4 Beam nodes along the center line.

이산화된 선체의 운동방정식도 식 (2.1)과 동일하게 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\mathbf{C}\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\mathbf{K}\vec{\mathbf{u}}(t)=\vec{\mathbf{f}}(\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t),\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t),\vec{\mathbf{u}}(t),t) \tag{2.25}$$

Kim et al. (2009a, 2009b, 2009c)이 적용한 Vlasov 보 이론에서는 변위벡터 $\vec{\mathbf{u}}(t)$가 각 절점에서 7개의 자유도를 갖게 된다. 질량 행렬은 형상 함수를 적분하여 얻을 수 있는 정합 질량 (consistent mass)이나 집중 질량 (lumped mass)로 쉽게 구성할 수 있으며, 강성 행렬은 보 이론과 단면 특성 값으로 구성할 수 있다. 본 연구에서는 전단 변형을 고려할 수 있는 Timoshenko 보 이론과 뒤틀림 및 비틀림을 고려할 수 있는 Vlasov 보 이론을 적용하였다. 대표적인 단면 특성 값인 단면적, 단면 2차 모멘트와 같은 값들은 쉽게 계산할 수 있지만 비틀림 계수 (warping constant)나 유효 전단 계수 (effective shear factor)는 단면에 대해서 별도의 해석을 수행해야 하며 이에 대한 구체적인 내용은 다음장에서 다룬다. 감쇠 행렬에 구조 감쇠력을 모델링 하기 위하여 레일리 감쇠 (Rayleigh damping)라고도 불리는 비례 감쇠 (proportional damping)를 사용할 수 있다. 비례 감쇠는 다음과 같이 질량 행렬과 강성 행렬에 비례하는 성분의 합으로 표현된다.

$$\mathbf{C}=\alpha\mathbf{M}+\beta\mathbf{K} \tag{2.26}$$

여기에서 계수 α와 β는 두개의 고유 모드의 감쇠율로 결정할 수 있다. 식 (2.26)를 식 (2.25)에 대입한 후에 우변의 외력을 0으로 하여 자유진동의 문제로 변환한 후에 고유벡터 행렬을 이용하여 직교 변환을 수행하면 모드 감쇠율을 두 계수와 고유 진동수로 표현할 수 있다. 예를 들어, 7번째 모드부터 탄성체 운동 모드라고 가정하면 7번째 및 8번째 모드의 감쇠율은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$2\zeta_7\omega_7 = \alpha + \beta\omega_7^2 \tag{2.27}$$

$$2\zeta_8\omega_8 = \alpha + \beta\omega_8^2 \tag{2.28}$$

여기에서 ζ는 모드 감쇠율, ω는 고유 진동수, 아래첨자는 모드의 번호를 나타낸다.

이 모델은 두가지의 모드에 대해서만 감쇠율을 결정할 수 있고 나머지 모드들은 결정된 두가지의 감쇠율에 의해 결정된다. 특히, 유탄성 응답이 지배적으로 일어나는 2절점 수직 굽힘 모드와 1절점 비틀림 모드의 감쇠율이 가장 우선적이다. 이 방법의 문제는 1번부터 6번까지의 강체 운동모드에 대해서도 감쇠력이 작용하는 것이다. 이는 $\alpha\mathbf{M}$에 의한 것으로 이를 방지하기 위해서는 식 (2.27)에 $\alpha = 0$을 대입하여 $\mathbf{C} = \beta\mathbf{K}$의 형태로 고려하면 된다. 이 경우에는 감쇠력이 조절 가능한 고유 모드는 1개로 제한된다.

2.3.2. 2차원 단면 해석

선박의 길이 방향 단면은 판재와 보강재들로 복잡하게 구성이 되어 있으며 컨테이너선의 예를 Fig. 2.5 (left)에 나타내었다. 컨테이너선은 개단면을 가지고 있는 것이 특징이다. 단면적이나 단면의 2차 모멘트 같은 성분은 형상을 적분하기만 하면 쉽게 얻을 수 있지만 뒤틀림 계수나 유효 전단 계수 같은 성분은 단면에 대해 지배방정식을 풀어야 한다. 뒤틀림 계수를 구하기 위한 뒤틀림 함수의 지배방정식은 라플라스 식으로 알려져 있으며 대칭 축에 대한 경계 조건을 이용하여 해를 구할 수 있다. 뒤틀림 함수는 단면의 대칭 축이 지나는 부분에서 0이 되어야 한다. 임의의 형상에 대해서는 해석해가 존재하지 않으므로 일반적으로 수치적인 방법이 사용된다.

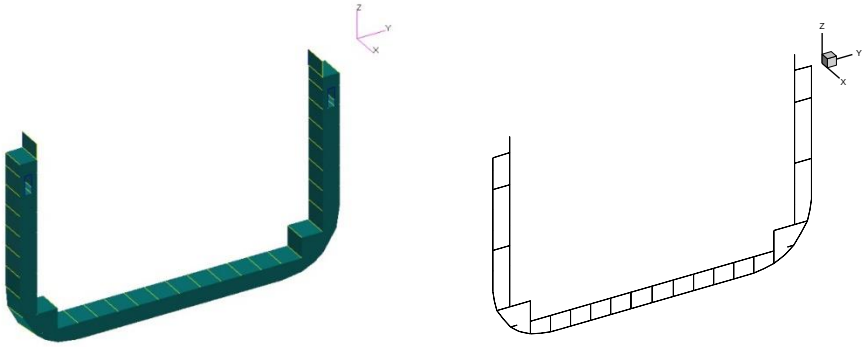
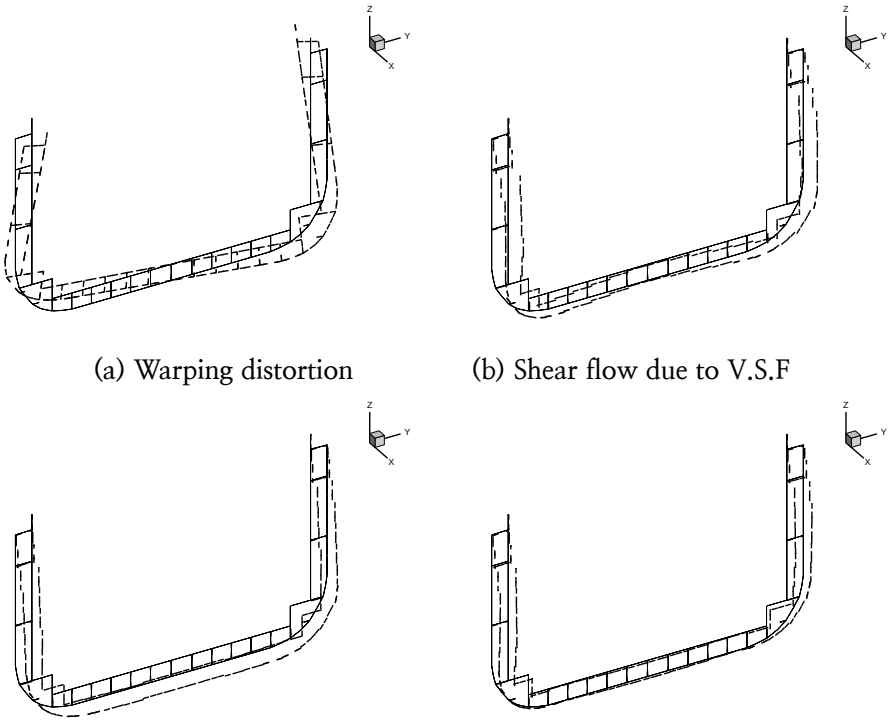


Fig. 2.5 Cross-section of a containership (left: 3-D FE model, right: 2-D FE model)



(a) Warping distortion (b) Shear flow due to V.S.F

(c) Shear flow due to H.S.F (d) Shear flow due to warping torsion

Fig. 2.6 2-D analysis result of containership cross-section

본 연구에서는 선 요소 (line element)를 이용하는 2차원의 유한요소법을 이용한다 (Kawai, 1973; Fujitani, 1991). 이 방법을 적용하기 위해서 길이 방향에 걸쳐있는 쉘 요소를 선 요소로 변환하여 Fig. 2.5 (right)에 나타내었다. 여기에서는 3차원 유한요소모델에서의 2차원 면 요소 (plane element)인 tri

요소와 quad 요소가 2차원 유한요소모델의 선 요소로 변환된다. 3차원 유한요소 모델에서 보 요소와 같은 1차원의 선 요소는 2차원 단면 해석에 사용되지 않지만 그 특성값을 별도로 더하는 형태로 고려한다.

선 요소로 구성된 2차원 단면에 대해서 뒤틀림과 전단류에 대해서 해석한 결과를 Fig. 2.6에 나타내었다. 뒤틀림 함수의 경우 좌우 대칭축이 지나는 부분에서 0인 것을 알 수 있다. 본 연구의 일환으로 3차원 유한요소 모델로부터 자동적으로 단면을 추출하고 2차원 해석을 수행하는 프로그램인 WISH-BSD가 개발되었다.

2.3.3. 실선의 보 구조 모델

실선의 구조는 철판과 보강재로 구성된 매우 복잡한 구조를 가지고 있으며 격벽과 같은 길이 방향에 대해 불연속한 구조물이 포함되어 있다. 이러한 복잡한 구조물을 보 구조물로 모델링하는 경우에는 적절한 가정과 근사가 필요하며 이 과정에서 모델링 오차가 발생하게 된다. 모델링 오차는 선체를 3차원 유한요소로 모델링 할 경우에도 발생한다. 왜냐하면 모든 세부적인 구조를 그대로 쉘요소와 보요소를 이용하여 모델링 할수가 없어 어느 정도 간소화 하기 때문이다. 본 장에서는 6,250-TEU 컨테이너선의 실선을 보 구조 모델로 제작하고 고유치 해석을 수행하여 3차원 유한요소 모델의 결과와 비교한다.

6,250-TEU 컨테이너선의 제원을 Table 2.1에 나타내었다. 이 선박의 전선 유한요소 모델은 약 24,000개의 쉘 요소와 16,000개의 보 요소로 구성되었다. 화물은 내판 (inner plate)과 격벽에 분산된 질량의 형태로 고려하였으며 해당하는 쉘요소의 밀도를 조절하였다. 모델링된 화물의 질량 때문에 저차 모드에서 국부 변형 모드가 쉽게 발생하며 이를 막기 위하여 보 요소로 국

부 강성을 보강하였다.

Table 2.1 Principle dimensions of the 6,250-TEU containership

Type	Value
LBP (m)	286.3
Breadth (m)	40.3
Height (m)	24.1
Draft (m)	13.0
Total Weight (ton)	95276.0

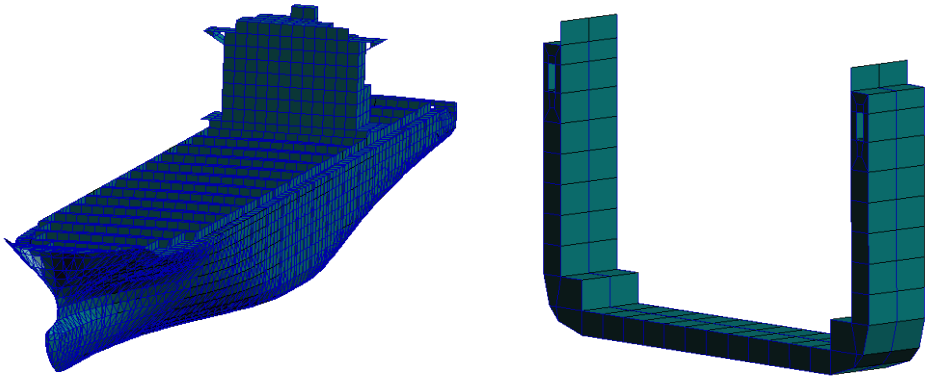


Fig. 2.7 3-D FE model of the 6,250-TEU containership: outer shape (left) and mid-ship part (right)

보 구조 모델링 위하여 선체의 길이 방향의 단면에 대해서 2차원 해석을 수행하여 Fig. 2.8에 비교하였다. 보 구조 모델에서 보 요소는 균일한 단면 특성을 갖기 때문에 이를 주의하여 절점을 위치시켜야 한다. 격벽의 가운데와 거주 갑판 (accommodation deck, x=55 m-70 m)의 양 끝단에 절점을 위치시켰다. 단면의 특성값들은 격벽이 있는 부분에서 크게 달라지지만 이 부분을 별도의 짧은 보 요소로 모델링 하여도 제대로 고려되지 않는다. 그 이유는 이러한 특성은 다른 단면 계수에 대해서도 동일하며 다른 방법으로 고려해야 한다. 격벽은 축방향 인장 및 압축, 수직 굽힘, 수평 굽힘에는 영향이 거의 없지만 개단면 (open cross-section)을 갖는 경우의 비틀림 거동에는 매우 큰 영향을 미친다. 이러한 영향을 고려하기 위하여 Senjanovic et al.

(2009)의 방법을 따라 다음과 같이 비틀림 강성 계수 I_t를 보정한다.

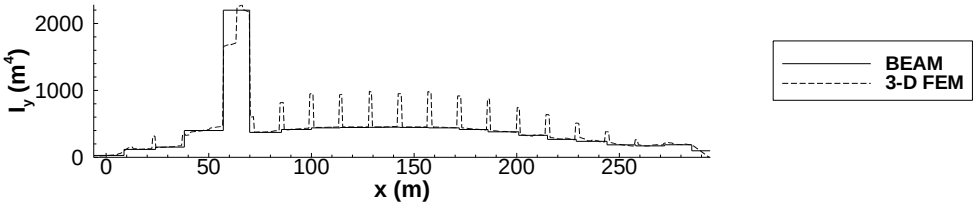
$$I_t^* = \left(1 + \frac{a}{l_1} + \frac{4(1+\upsilon)C}{I_t l_0}\right) I_t \tag{2.29}$$

여기에서 I_t^*는 보정된 비틀림 강성 계수, a는 격벽의 길이방향 두께, l_1는인접한 격벽 사이의 거리, C는 에너지 계수, l_0는 인접한 격벽 중심간의 거리를 의미한다. 뒤틀림에 의해 발생하는 격벽의 에너지 계수는 변형 에너지 (strain energy)로 Senjanovic et al. (2009)의 식 (59)-(62)를 이용하여 계산할 수 있다.

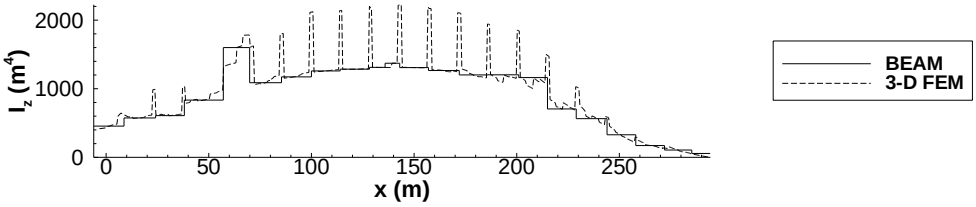
Table 2.2과 Table 2.3에 격벽과 스툴 (stool)의 의한 에너지 계수를 비교하였다. 이 계수를 이용하여 비틀림 강성 계수를 보정하면 다음과 같다.

$$I_t^* = (1 + 0.143 + 2.160) I_t = 3.303 I_t \tag{2.30}$$

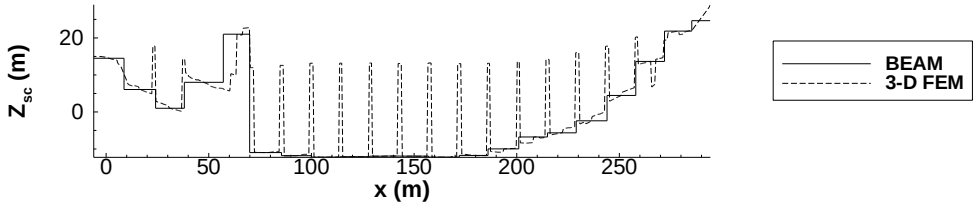
약 3.3배 정도 비틀림 강성을 얻었는데 이 값은 Senjanovic et al. (2009)의 일반적인 컨테이너선의 결과보다 큰 값이다. 본 연구에서는 국부 변형을 막기 위해 6,250-TEU 컨테이너선의 격벽의 강성을 높여 보강했기 때문에 큰 값을 얻을 수 있었다.



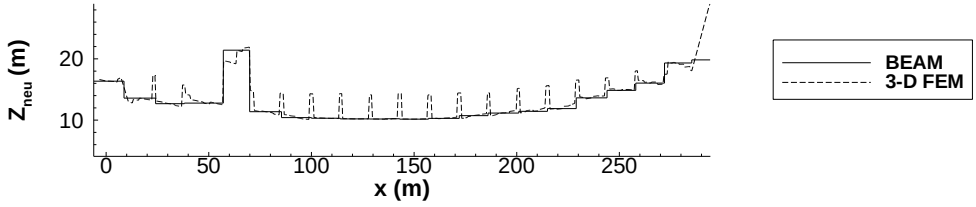
(a) Moment of inertia with respect to horizontal axis



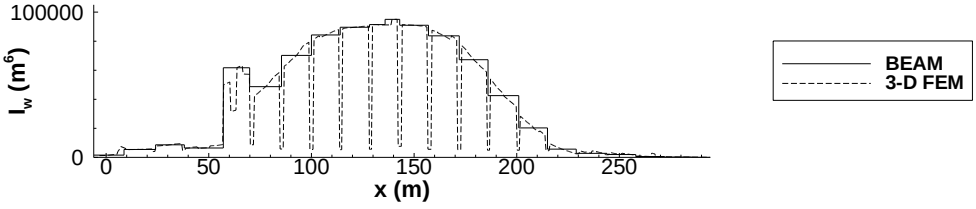
(b) Moment of inertia with respect to vertical axis



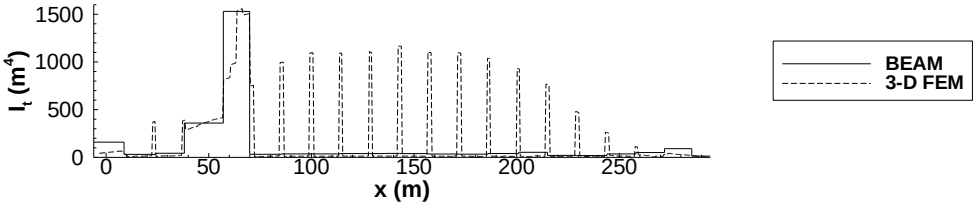
(c) Vertical position of shear center



(d) Vertical position of neutral axis



(e) Warping modulus



(f) Saint−Venant's torsional modulus

Fig. 2.8 Cross−section properties of the 6,250−TEU containership

Table 2.2 Bulkhead strain energy coefficients of the 6,250-TEU containership (m^5)

	H.B.	V.B.	Contraction	Tor.
Support B.H.	19.699	0.236	0.154	1.319
Watertight B.H.	40.638	0.987	0.407	5.117

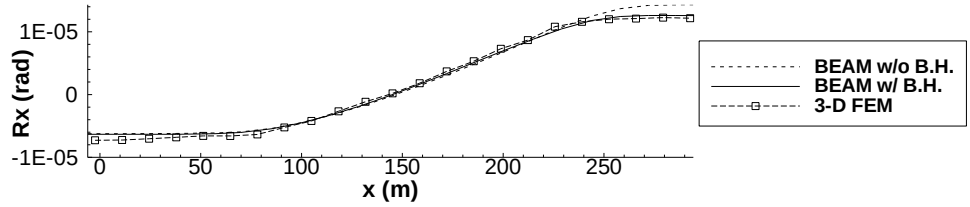
Table 2.3 Stool strain energy coefficients of the 6,250-TEU containership (m^5)

	H.B.	Shear	Tor.
Stool	33.854	1.492	2.603

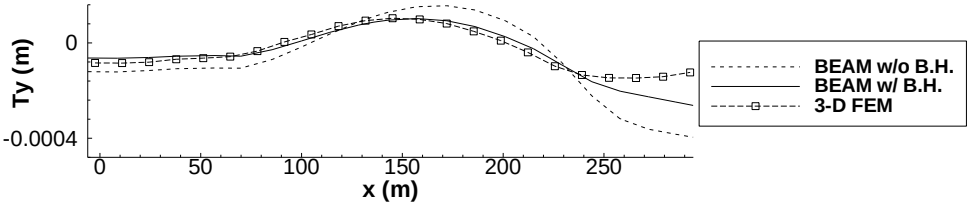
비틀림 강성 계수가 보정된 보 구조 모델과 3차원 유한요소 모델에 대한 고유치 해석을 수행하여 고유 주파수와 고유 벡터를 Table 2.4와 Fig. 2.9에 비교하였다. 7번째 모드인 1절점 비틀림 모드의 고유 주파수가 가장 낮은 고유 진동수를 보이는데 이는 컨테이너선과 같이 개단면을 갖는 경우에는 단면의 비틀림 강성 계수가 급격하게 낮아지기 때문이다. 이러한 이유로 컨테이너선의 경우에는 1절점 비틀림 모드의 유탄성 응답이 발생하기 쉽다. 격벽에 의한 영향을 보 구조 모델에 고려하지 않을 경우에는 비틀림 모드와 수평 굽힘 모드에서 3차원 유한요소 모델보다 낮은 고유 주파수를 보였고, 그 영향을 비틀림 강성 계수를 보정하여 고려했을 경우에는 3차원 유한요소 모델과 거의 비슷한 수준의 고유 주파수를 얻을 수 있었다. 수평 굽힘 모드는 용골선보다 낮게 위치한 전단 중심 때문에 비틀림 모드와 강하여 연성되어 있다. 고유 벡터에서도 격벽에 의한 영향은 무시못할 정도였으나 비틀림 강성의 보정을 통해 보 구조 모델에서도 3차원 유한요소 모델와 유사한 고유 벡터를 얻을 수 있었다.

Table 2.4 Natural frequencies of the 6,250-TEU containership in dry mode (Hz)

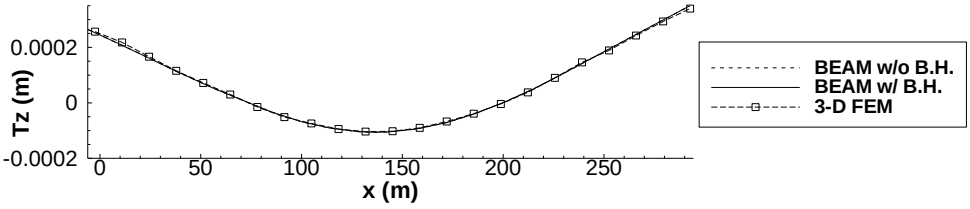
Mode no.	BEAM w/o B.H.	BEAM w/ B.H.	3-D FEM
7 (1-Tor.)	0.35	0.49	0.48
8 (2-H.B.)	0.64	0.72	0.75
9 (2-V.B.)	0.80	0.80	0.80
10 (3-H.B.)	1.19	1.35	1.32
11 (3-V.B.)	1.79	1.79	1.64
12 (4-H.B.)	1.70	1.87	1.75



(a) 7-th mode of 1-node torsion



(b) 8-th mode of 2-node horizontal bending



(c) 9-th mode of 2-node vertical bending

Fig. 2.9 Eigenvectors of the 6,250-TEU containership: shell model (left) and beam models (right)

2.3.4. 외력 및 운동 방정식의 시간 적분

식 (2.25)에서 우변의 외력은 식 (2.2)에서 서술한대로 여러가지 성분들을 포함하며 각각의 성분은 다음과 같다. 먼제 유체력에 해당하는 $\vec{\mathbf{f}}_{LD}$, $\vec{\mathbf{f}}_{NF}$, $\vec{\mathbf{f}}_{NR}$는 패널에서의 압력을 적분하여 인접한 절점에서의 힘으로 변환하여 얻는다. $\vec{\mathbf{f}}_{SL}$는 슬래밍 단면에 작용하는 슬래밍 하중을 인접한 절점에서의 힘으로 변환하여 얻는다 (Kim 2009). $\vec{\mathbf{f}}_{SP}$와 $\vec{\mathbf{f}}_{DAM}$는 가상의 힘으로 선체의 강체 운동 모드별로 지정한 값을 절점의 개수로 나누어 각 절점에 해당하는 힘을 얻는다 (Kim and Kim, 2008).

이산화된 시간 영역에서의 운동 방정식의 시간 적분에서는 고유 진동수와 시간 간격이 수치해의 안정성을 결정하게 된다. 구조물의 운동 방정식을 직

접 적분 할 경우에는 강성 행렬 때문에 고유 진동수의 범위가 매우 넓어지게 되는데 이러할 경우에는 시간 간격을 고차 모드의 고유 진동수에 맞추기 어려워진다. 따라서 시간 간격에 무관하게 안정적인 적분 기법을 사용해야 하며 본 연구에서는 2차의 Newmark-Beta 법을 사용한다. 이 방법에 의하면 이산화된 시간 영역에서 다음 시간 단계의 속도 $\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t+\Delta t)$ 와 가속도 $\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t+\Delta t)$를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t+\Delta t)=\frac{1}{\alpha\Delta t^2}\left(\vec{\mathbf{u}}(t+\Delta t)-\vec{\mathbf{u}}(t)\right)-\frac{1}{\alpha\Delta t}\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t)-\left(\frac{1}{2\alpha}-1\right)\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t) \tag{2.31}$$

$$\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t+\Delta t)=\frac{\chi}{\alpha\Delta t}\left(\vec{\mathbf{u}}(t+\Delta t)-\vec{\mathbf{u}}(t)\right)+\left(1-\frac{\chi}{\alpha}\right)\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\Delta t\left(1-\frac{\chi}{2\alpha}\right)\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t) \tag{2.32}$$

여기에서 상수 α와 χ는 각각 0.5와 0.25의 값을 이용하였다. 식 (2.31)과 식 (2.32)를 식 (2.25)에 대입하면 다음과 같은 형태로 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned}\left(\frac{1}{\alpha\Delta t^2}\mathbf{M}+\frac{\chi}{\alpha\Delta t}\mathbf{C}+\mathbf{K}\right)\vec{\mathbf{u}}(t+\Delta t)=&\,\vec{\mathbf{f}}(\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t+\Delta t),\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t+\Delta t),\vec{\mathbf{u}}(t+\Delta t),t+\Delta t)\\&+\mathbf{M}\left[\frac{1}{\alpha\Delta t^2}\vec{\mathbf{u}}(t)+\frac{1}{\alpha\Delta t}\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\left(\frac{1}{2\alpha}-1\right)\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t)\right]\\&+\mathbf{C}\left[\frac{\chi}{\alpha\Delta t}\vec{\mathbf{u}}(t)+\left(\frac{\chi}{\alpha}-1\right)\dot{\vec{\mathbf{u}}}(t)+\Delta t\left(\frac{\chi}{2\alpha}-1\right)\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t)\right]\end{aligned} \tag{2.33}$$

위 식에서 주목해야 하는 부분은 다음 시간 단계에서의 운동값을 얻기 위해서는 다음 시간 단계에서의 외력을 구해야 한다는 것이다. 즉 이 식은 implicit 형태가 되며 해를 구하기 위해서는 반복 기법을 이용할 필요가 있다. Iron and Tuck (1969)에 의해 제안된 고정점 반복법 (fixed point iteration method)과 Aitken 가속도법 (Aitken acceleration scheme)이 Kim (2009)에

의해 유체 구조의 연성문제에 성공적으로 적용되었다.

운동 방정식의 해를 통해 얻어지는 값은 직교 좌표계에서의 각 절점에서 변위로 모든 보 요소로 표현되는 운동 모드를 포함하게 된다. 6개의 강체 운동 모드와 2절점 굽힘 모드와 같은 저차 탄성체 모드 그리고 다절점의 고차 탄성체 모드까지 포함된다. 단, 보 요소로 표현되지 않는 국부 변형은 고려되지 않는다. 그리고 이 방법은 시간 간격에 무관하게 안정된 수치해를 주지만 시간 간격이 고유 주기에 비해 충분히 짧지 않은 경우에는 고유 진동이 계산되지 않는다.

2.4. 3차원 유한요소 모델

본 연구에서는 3차원 유한요소 모델의 고유 모드 벡터를 유체 모델과 연성한다 (Kim and Kim, 2014). Kim et al. (2013)는 직교 좌표계에서 3차원 유한요소 모델을 직접 3차원 랜킨 패널법과 연성하여 선형 스프링잉과 응력을 계산하였다. 이러한 방법은 국부 변형과 응력 분포를 실시간으로 계산할 수 있다는 장점이 있지만 계산 시간이 매우 오래 걸리는 단점이 있다. 본 연구에서는 효율적인 유탄성 응답 해석을 위하여 저차 고유 모드만 연성하고 고차 모드에 대해서는 비연성 응답을 해석한다. 이 해석법은 WISH-FLEX 3DM이라는 이름의 프로그램으로 개발되었다.

2.4.1. 유한요소를 이용한 선체의 이산화

Fig. 2.2에 나타낸 것처럼 선체를 절점들로 3차원 직교 좌표계에 표현할 수 있다. 절점들의 관계를 나타내는 질량 행렬, 감쇠 행렬, 강성 행렬은 유한요소법을 이용하여 구성할 수 있는데 3차원 요한요소 모델링에서는 쉘 요

소와 보 요소를 이용하여 선체 구조물을 표현하는 것이 일반적인다. Fig. 2.10에 6,250-TEU 컨테이너선의 3차원 유한요소 모델을 나타내었다.

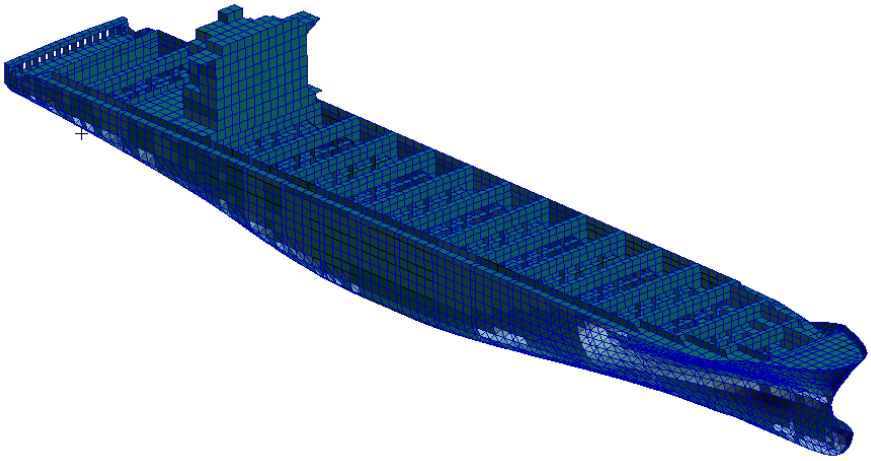


Fig. 2.10 3-D FE model of 6,250-TEU containership

쉘 요소와 보 요소들의 질량 행렬과 강성 행렬을 중첩하여 식 (2.1)의 좌변의 행렬이 얻어진다. 적재된 화물 (cargo)과 밸러스트수 (ballast water)는 0차원의 질량 요소 (0-D mass element)를 이용하여 선저 및 격벽에 모델링 하였다. 질량 요소의 부착에 MPC (multiple point constraint)를 사용하기도 하며 질량 모델링에 입체 요소 (solid element)를 사용하기도 한다. 유한요소법을 통하여 좌변의 행렬이 전부 구성되면 외력이 없는 경우인 고유치 문제를 해석한다. 감쇠가 없는 조화 자유 진동의 운동 방정식과 고유치 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t) + \mathbf{K}\vec{\mathbf{u}}(t) = 0 \tag{2.34}$$

$$\left|\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M}\right|\vec{\mathbf{a}} = 0 \tag{2.35}$$

여기에서 ω는 고유주파수, $\vec{\mathbf{a}}$는 고유벡터이다. 고유 주파수와 고유 벡터는

구속되지 않은 자유도 개수 m 만큼 얻어지며 직교 좌표계에서의 변위와 일반화된 좌표계에서의 변위는 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\vec{\mathbf{u}}(t) = \begin{bmatrix} \vec{\mathbf{a}}^1 & \cdots & \vec{\mathbf{a}}^m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1(t) \\ \vdots \\ \xi^m(t) \end{Bmatrix} = \mathbf{A}\vec{\boldsymbol{\xi}}(t) \tag{2.36}$$

여기에서 $\mathbf{A}$ 는 고유벡터 행렬로 질량 행렬에 대해 정규화되었으며 $\vec{\boldsymbol{\xi}}(t)$ 는 일반화된 좌표계에서의 변위벡터이다. 식 (2.34)을 식 (2.25)에 대입하고 전치행렬을 양변에 곱하면 운동 방정식은 다음과 같이 직교화된다.

$$\mathbf{M}_{\mathrm{A}}\ddot{\vec{\boldsymbol{\xi}}}(t) + \mathbf{C}_{\mathrm{A}}\dot{\vec{\boldsymbol{\xi}}}(t) + \mathbf{K}_{\mathrm{A}}\vec{\boldsymbol{\xi}}(t) = \vec{\mathbf{f}}_{\mathrm{A}}(\ddot{\vec{\mathbf{u}}}(t), \dot{\vec{\mathbf{u}}}(t), \vec{\mathbf{u}}(t), t) \tag{2.37}$$

여기에서 $\mathbf{M}_{\mathrm{A}}$ 는 단위 행렬, $\mathbf{C}_{\mathrm{A}}$ 는 대각 성분에 모드감쇠율을 지정할 수 있는 미정의 행렬, $\mathbf{K}_{\mathrm{A}}$ 는 대각성분에 고유 주파수의 제곱이 들어 있는 행렬, $\vec{\mathbf{f}}_{\mathrm{A}}$ 는 유체력의 모드 힘 벡터가 된다. 이 식은 식 (2.25)과 같이 m 의 자유도를 갖기 때문에 직접 해를 구하기에는 시간이 오래 걸리는 단점있다. 이러한 단점을 극복하기 위한 방법은 다음 장에 소개한다.

2.4.2. 고유 모드별 운동방정식의 전개

3차원 유한요소 모델의 운동방정식은 자유도가 크기 때문에 매 시간 간격에서 해를 구해야 하는 시간 영역 해석에서는 적합하지 않다. 이러한 단점을 극복하기 위해서 저차와 고차 모드의 해를 나누는 방법이 있다 (Wu and Hermundstad, 2005). 탄성체 운동의 고차 모드는 구조적인 강한 구조적

복원력을 받기 때문에 그 변위가 매우 작다. 따라서 이러한 운동은 유체장을 교란시키는 영향이 매우 미비하고, 그 고유 주파수가 매우 높아 준정적(quasi-static)인 거동 특성을 보인다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 한다.

$$\xi^j(t) \gg \xi^k(t) \qquad (1 \le j \le 6+n < k \le m,) \tag{2.38}$$

여기에서 j는 저차 모드의 번호 k는 고차 모드의 번호로 이 번호는 1-6번까지가 강체 운동이며 7번부터 고유주파수가 낮은 순서의 탄성체 모드에 해당한다. 식 (2.38)을 만족하는 저차 탄성체 운동 모드의 수 n은 일반적인 선박의 경우 10을 넘지 않는다. 탄성체 운동이 무시 가능한 수준일 경우에는 $n=0$인 강체 가정에 해당한다. 따라서 직교 좌표계에서의 변위 벡터의 근사값 $\vec{\mathbf{u}}'(t)$은 다음과 같다.

$$\vec{\mathbf{u}}(t) = \sum_{i=1}^{m} \vec{\mathbf{a}}^i \xi^i(t) \approx \sum_{i=1}^{6+n} \vec{\mathbf{a}}^i \xi^i(t) = \begin{bmatrix} \vec{\mathbf{a}}^1 & \cdots & \vec{\mathbf{a}}^{6+n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^1(t) \\ \vdots \\ \xi^{6+n}(t) \end{Bmatrix} = \vec{\mathbf{u}}'(t) \tag{2.39}$$

식 (2.39)을 식 (2.37)에 대입하여 전개하여 좌변을 저차와 고차 모드의 식으로 분리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{\mathrm{L}} & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_{\mathrm{H}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\xi}^j(t) \\ \ddot{\xi}^k(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{\mathrm{L}} & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_{\mathrm{H}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi}^j(t) \\ \dot{\xi}^k(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\mathrm{L}} & 0 \\ 0 & \mathbf{K}_{\mathrm{H}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi^j(t) \\ \xi^k(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{\mathrm{A}}{}^j(\ddot{\vec{\mathbf{u}}}'(t), \dot{\vec{\mathbf{u}}}'(t), \vec{\mathbf{u}}'(t), t) \\ f_{\mathrm{A}}{}^k(\ddot{\vec{\mathbf{u}}}'(t), \dot{\vec{\mathbf{u}}}'(t), \vec{\mathbf{u}}'(t), t) \end{Bmatrix} \tag{2.40}$$

여기에서 아래첨자 L과 H는 각각 저차와 고차 모드를 의미하며 위첨자 j와 k는 식 (2.38)에서 표시한 저차 및 고차 모드의 번호에 해당한다. 식 (2.40)은 두개의 식으로 분리할 수 있으며 저차 모드와 고차 모드의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}_{\mathrm{L}}\left\{\ddot{\xi}^{j}(t)\right\}+\mathbf{C}_{\mathrm{L}}\left\{\dot{\xi}^{j}(t)\right\}+\mathbf{K}_{\mathrm{L}}\left\{\xi^{j}(t)\right\}=\left\{f^{j}(\ddot{\mathbf{u}}'(t),\dot{\mathbf{u}}'(t),\mathbf{u}'(t),t)\right\} \tag{2.41}$$

$$\mathbf{K}_{\mathrm{H}}\left\{\xi^{k}(t)\right\}=\left\{f^{k}(\ddot{\mathbf{u}}'(t),\dot{\mathbf{u}}'(t),\mathbf{u}'(t),t)\right\} \tag{2.42}$$

저차 모드의 운동 방정식은 좌변에 모든 항이 살아 있으며 좌변의 해들이 우변의 외력 항에 포함되어 있다. 즉 저차 모드 운동은 동적 연성 응답 (dynamic coupled response)이다. 반면에 고차 모드의 운동 방정식은 준정적 응답을 가정하였으므로 좌변에서 속도와 가속도 성분이 모두 무시되었고, 우변의 외력항에 고차 모드의 운동이 포함되어 있지 않다. 즉 고차 모드의 운동은 준정적 비연성 응답 (quasi-static decoupled response)에 해당한다. 강체 운동 및 저차 모드의 스프링잉 및 휘핑 응답은 식 (2.41)으로부터 얻을 수 있다. 단, 국부 변형은 고차 모드에 해당하므로 응력을 계산하기 위해서는 식 (2.42)로부터 고차 모드의 해까지 계산해야 한다. 고차 모드의 운동 응답은 저차 모드의 운동 응답으로부터 빠르게 계산할 수 있다.

2.4.3. 실선의 유한요소 모델

본 연구에서는 선체의 고유 벡터에 대한 유탄성 운동 응답을 해석하기 때문에 실선의 유한요소 모델의 고유치 해석으로부터 원하는 모드를 얻어야 한다. 동적 해석을 위한 구조 모델은 정적 해석을 위한 구조 모델과 달리 질량 정보가 정확하게 모델링 되어야 하며, 컨테이너 화물의 경우에는 선체

의 격벽과 내벽에 질량을 분산시켜 모델링하거나 Fig. 2.11에 나타낸것처럼 결합 질량 요소로 모델링하여 MPC (multiple point constraint) 요소로 연결하는 방법이 주로 사용된다.

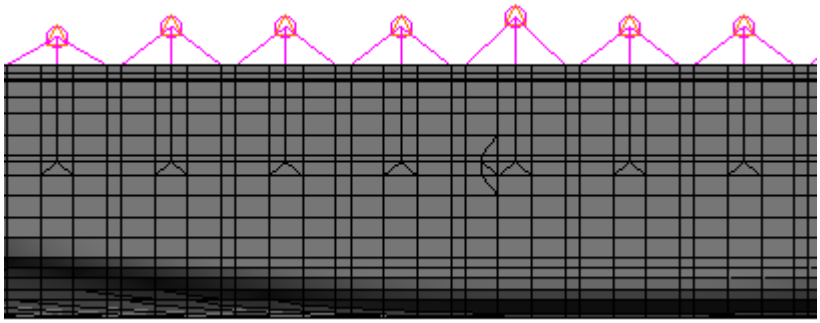


Fig. 2.11 Mass modeling of container cargos using coupled mass and MPCs

이렇게 질량 모델링을 수행한 후에 고유치 해석을 수행하면 Fig. 2.12와 같이 국부적으로 취약한 부분의 변형 모드가 저차 모드에서 얻어지는 경우가 많다. 주로 보강재가 생략되거나 질량이 집중된 부분에서 이러한 문제가 발생한다. 국부 변형 모드에 의해 저차 모드의 해들이 오염되면 모드 개수를 늘려도 Fig. 2.13와 같은 유탄성 해석에 필요한 모드를 얻기 어렵다. 국부적으로 취약한 부분을 인위적으로 보강하여 유탄성 응답 해석에 유효한 모드를 얻는 것이 중요하다. 인위적인 보강은 전체 강성에 영향이 없어야 하며 보강재의 생략 또는 간소화에 의한 문제를 바로 잡아야 한다.

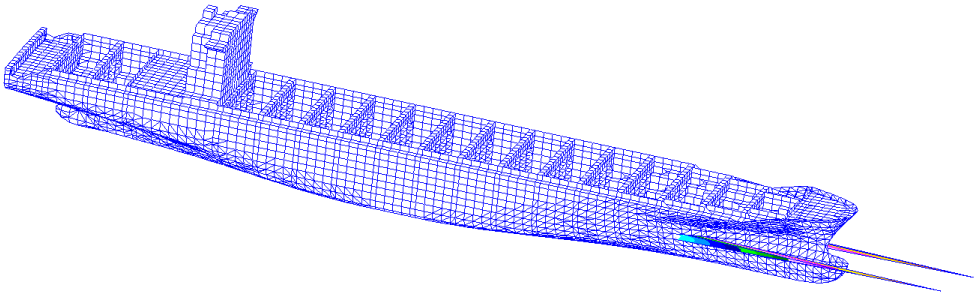


Fig. 2.12 Polluted solution of eigenvalue analysis by locally weak point

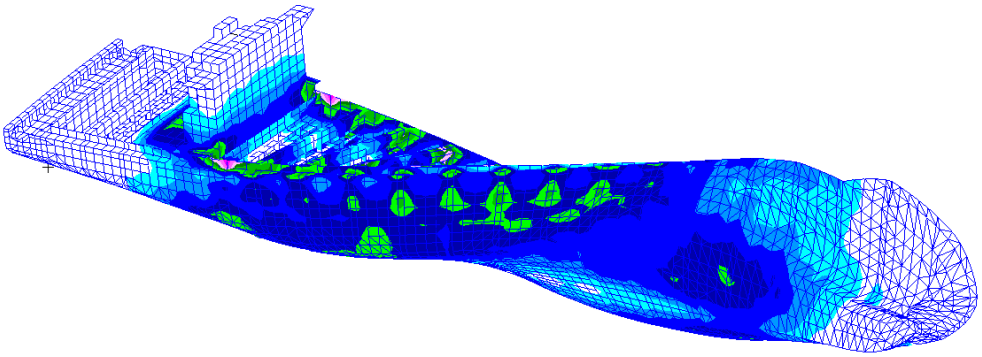


Fig. 2.13 Required solution of eigenvalue analysis for hydroelastic analysis

3차원 유한요소 모델의 또 다른 장점은 국부 응력 (hot-spot stress)을 직접 계산할 수 있다는 것인데, 이를 위해서는 정밀 격자 (fine mesh)가 필요하다. 용접지단부 (weld toe)와 같이 요소 응력으로부터 직접 국부 응력을 얻기 어려운 경우에는 t (thinckness) x t 격자를 사용하여 외삽하는 방법이 있다. DNV-GL 가이드라인의 예시를 Fig. 2.14에 나타내었다 (DNV-GL, 2014b). 용접지단부의 응력은 해당 부위로부터 t/2 및 3t/2 떨어진 응력으로부터 외삽하여 얻을 수 있다. 해치 코너의 경우에는 Fig. 2.15와 같이 최소 10개 이상의 요소로 사용하도록 되어있다 (DNV-GL, 2014b). 해치 코너의 끝단에 강성이 매우 작은 봉 요소 (rod element)를 설치하면 쉽게 끝단에서의 국부 응력을 얻을 수 있다. 국부적으로 정밀 격자가 포함된 전선 유한요소 모델은 연성 해석부터 구조 해석까지 일관되게 사용할 수 있다는 장점을 갖는다.

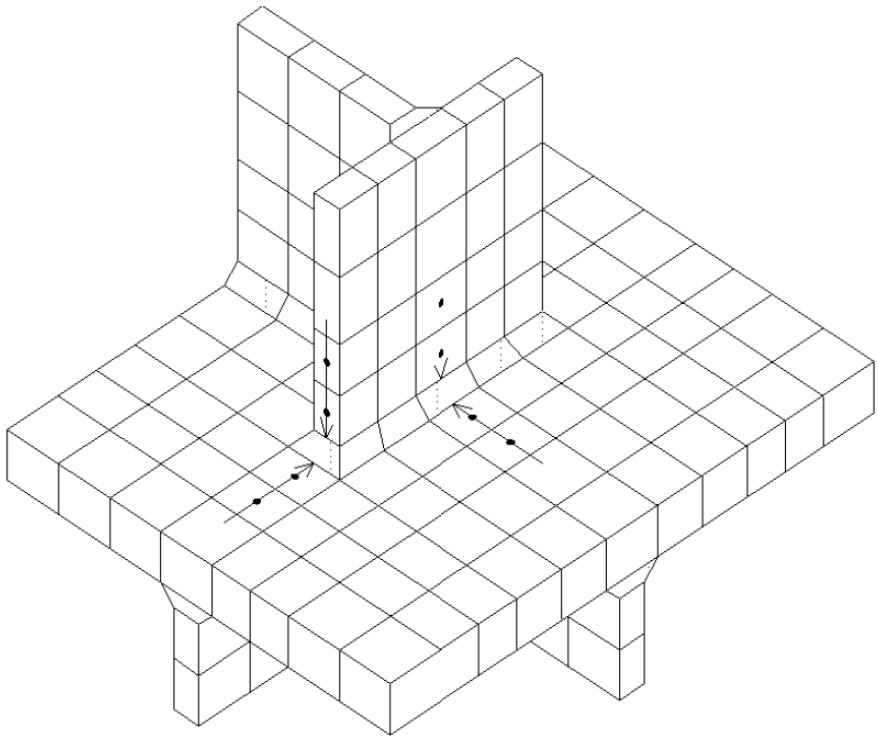


Fig. 2.14 Extrapolation of stress using t x t meshes (DNV−GL, 2014b)

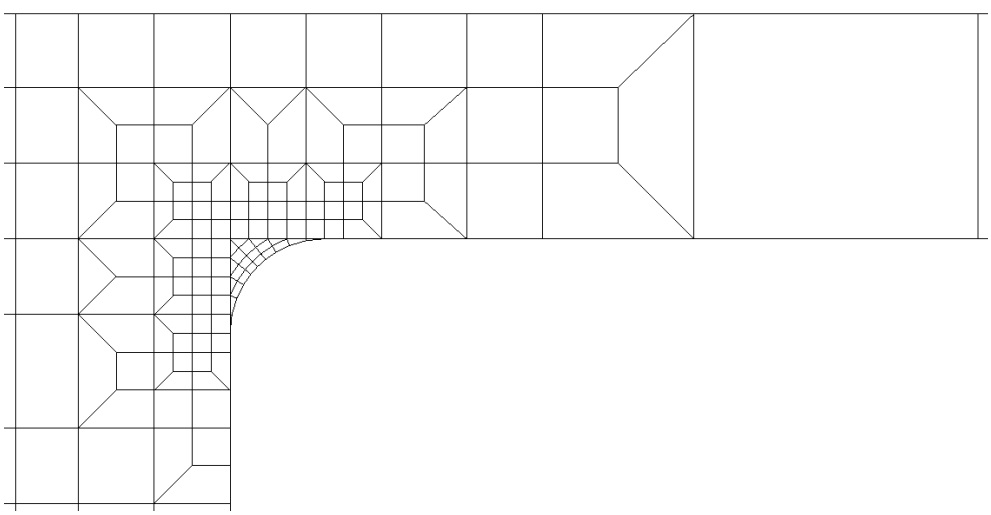


Fig. 2.15 Local fine mesh for rounded hatch corner

2.4.4. 외력 및 운동 방정식의 시간 적분

식 (2.41)에 나타낸 운동방적식에서 우변의 외력은 모드 힘에 해당하며 이는 고유 모드 벡터와 외력 벡터의 내적에 해당한다. 유체로부터 받는 모드 힘 $\vec{\mathbf{f}}_{LD}$, $\vec{\mathbf{f}}_{NF}$, $\vec{\mathbf{f}}_{NR}$의 각 성분은 다음의 식을 이용하여 얻을 수 있다.

$$f_{LD}^{j} = \sum_{i=1}^{n_p} p_{LD,i}\vec{\mathbf{n}}_i \cdot \vec{\mathbf{a}}_i^{\,j} \tag{2.43}$$

$$f_{NF}^{j} = \sum_{i=1}^{n_p} p_{NF,i}\vec{\mathbf{n}}_i \cdot \vec{\mathbf{a}}_i^{\,j} \tag{2.44}$$

$$f_{NR}^{j} = \sum_{i=1}^{n_p} -\rho g z_i(t)\vec{\mathbf{n}}_i \cdot \vec{\mathbf{a}}_i^{\,j} + \sum_{i=1}^{n_p} \rho g z_i(0)\vec{\mathbf{n}}_i \cdot \vec{\mathbf{a}}_i^{\,j} \tag{2.45}$$

여기에서 n_p는 물체 표면의 총 패널 개수를 의미하며 선형 유체력을 계산하는 패널은 평균 접수 면적에만 분포되어 있으며, 비선형 유체력을 계산하는 패널은 선체 전체 표면에 분포되어 있다. 이중 비선형 유체력은 입사파와 운동에 의해 실제로 접수된 부분에만 작용한다는 약비선형 접근법 (weakly nonlinear approach)의 가정을 적용하여 계산한다. 슬래밍 하중 $\vec{\mathbf{f}}_{SL}$의 성분은 쐐기 가정법과 Generalized Wagner Method(GWM)에 작용하여 다음과 같이 고려한다.

$$f_{SL}^{j} = \begin{cases} \displaystyle\sum_{i=1}^{n_{ss}} \frac{\partial M_{a,i}(t)}{\partial t}\dot{h}_i(t)\begin{bmatrix}0 & 0 & 1\end{bmatrix}\cdot \vec{\mathbf{a}}_i^{\,j} & \text{(wedge approximation)} \\ \displaystyle\sum_{i=1}^{n_{sp}} p'_{GWM}\vec{\mathbf{n}}_i \cdot \vec{\mathbf{a}}_i^{\,j} & \text{(GWM)} \end{cases} \tag{2.46}$$

여기에서 p'_{GWM} 는 GWM에서 계산된 압력중 속도의 제곱에 비례하는 성분, n_{ss} 는 슬래밍 단면의 개수이며 n_{sp} 는 슬래밍 단면 내에서 다시 이산화된 패널이며 GWM안에서는 단면의 윤곽을 따라 이산화된 선분에 해당한다. $\vec{\mathbf{f}}_{SP}$ 와 $\vec{\mathbf{f}}_{DAM}$ 는 인위적인 힘으로 상기의 유체력으로부터 고려되지 않는 외력을 별도 적용한다. 소프트 스프링의 복원력과 감쇠력은 조우 주파수의 운동을 야기하지 않으면서도 평균 위치에서 선박이 운동하도록 설정해야 하며 횡동요 운동에 대한 비선형 점성 감쇠력을 등가의 선형 감쇠력으로 변환하여 적용한다.

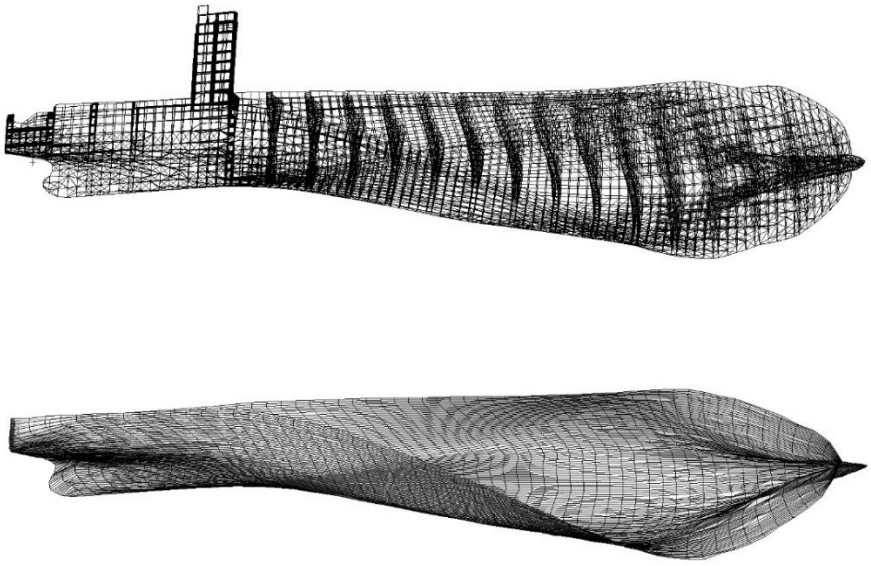


Fig. 2.16 Eigenvectors on the 3-D FE model (top) and the panel model (bottom)

식 (2.43)부터 식 (2.46)를 계산하기 위해서는 선박 표면에서의 고유벡터가 필요하다. 그러나 고유벡터는 유한요소 모델로부터 얻어지며 일반적으로 유체력을 구하는 패널모델과 유한요소 모델은 격자를 공유하지 않는다. 즉 패널모델 격자에서 고유벡터를 다시 계산해야할 필요가 있다. 인접한 유한

요소모델의 격자에서의 값들과 내삽을 이용하여 패널모델의 고유 벡터를 계산하기 위하여 계산하였고 그 예를 Fig. 2.16에 나타내었다 (Kim and Kim, 2014). 즉 패널 모델에서의 고유 벡터가 계산되면 유체력의 모드 힘이 계산되며 식 (2.39)으로부터 유체 영역의 경계면에서의 운동이 계산된다.

본 연구에서는 4차의 predictor-corrector 기법인 Adams-Bashfort-Moulton법을 사용하였으며 초기 시작은 4차의 Runge-Kutta법을 이용하였다. 이 기법의 장점은 다음 혹은 단계의 운동을 이전 시간 혹은 단계의 운동과 외력으로부터 얻어진 값들로 예측하기 때문에 그 적용이 매우 편리하다. 그러나 유체와 구조의 연성 문제에서 발생하는 부가질량의 성분 때문에 수렴된 결과를 얻기 어렵다. 이를 해결하기 위하여 저차 모드의 무한 주파수 부가질량 $\mathrm{M}_{\mathrm{L}}(\infty)$을 양변 더하여 다음과 같이 식을 정리하였다.

$$\ddot{\vec{\xi}}(t)=\left[\mathbf{M}_{\mathrm{L}}+\mathbf{M}_{\mathrm{L}}(\infty)\right]^{-1}\left\{\vec{\mathbf{f}}(t)-\mathbf{M}_{\mathrm{L}}(\infty)\ddot{\vec{\xi}}(t)-\mathbf{C}_{\mathrm{L}}(\infty)\dot{\vec{\xi}}(t)-\mathbf{K}_{\mathrm{L}}(\infty)\ddot{\vec{\xi}}(t)\right\} \tag{2.47}$$

식 (2.47)로부터 계산된 가속도와 과거의 속도들로부터 다음의 식을 이용하여 속도를 얻을 수 있다.

$$\dot{\vec{\xi}}'(t+\Delta t)=\dot{\vec{\xi}}(t)+\frac{\Delta t}{24}\left\{55\ddot{\vec{\xi}}(t)-59\ddot{\vec{\xi}}(t-\Delta t)+37\ddot{\vec{\xi}}(t-2\Delta t)-9\ddot{\vec{\xi}}(t-3\Delta t)\right\} \tag{2.48}$$

$$\dot{\vec{\xi}}(t+\Delta t)=\dot{\vec{\xi}}(t)+\frac{\Delta t}{24}\left\{9\ddot{\vec{\xi}}\left(t+\Delta t,\dot{\vec{\xi}}'(t+\Delta t)\right)+19\ddot{\vec{\xi}}(t)-5\ddot{\vec{\xi}}(t-\Delta t)+\ddot{\vec{\xi}}(t-2\Delta t)\right\} \tag{2.49}$$

식 (2.48)로 예측자 (predictor)를 구하고 식 (2.49)으로 수정자 (corrector)를 구하는 방법으로 2번의 계산으로 4차의 오차 수준을 갖는 적분 기법이다.

2.5. 2차원 슬래밍 모델

슬래밍 하중에 대한 이론적인 연구는 von Karman (1929)와 Wagner (1932)에 의해 시작되었다. 본 연구에서는 선박을 길이 방향으로 잘라 각각의 2차원 단면에 대해서 작용하는 슬래밍 하중을 쐐기 형상 가정법 (wedge approximation)과 generalized Wagner model (GWM)을 이용하여 계산한다. Fig. 2.17에 선박을 길이 방향으로 잘라 2차원 단면을 추출한 예를 나타내었다.

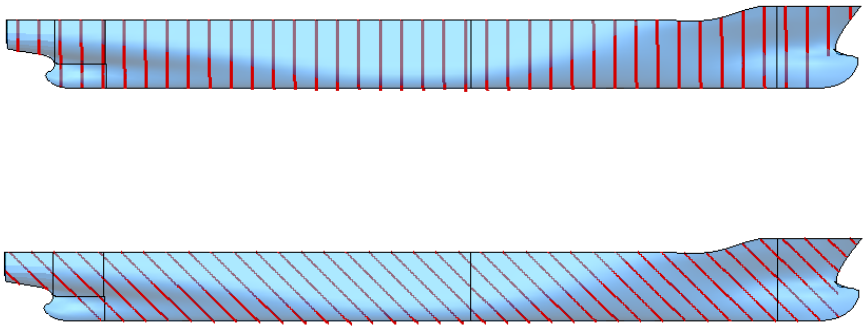


Fig. 2.17 2-D slamming sections of a ship (top: 90° ; bottom: 135°)

슬래밍 하중은 단면의 선저각에 큰 영향을 받는다. 선수부는 선저각이 30-50도 사이로 작지 않은 값이지만 선박의 운동 특성상 거친 해상 상태에서 빠르게 입수하는 경우가 종종 발생한다. 반면에 선미부의 운동은 일반적으로 작은 편이나 선저각이 10도 이하의 편평한 경우에 빠르지 않은 입수 속도에도 슬래밍 하중이 발생한다. 전진 속도가 빨라지게 되면 일반적으로 선수부의 슬래밍 하중은 커지는 경향이 있으며 선미부의 슬래밍은 작아지는 경향이 있다. 이러한 경우에 단면에 기울기를 주어 보다 효과적으로 슬래밍

하중을 계산하려는 시도도 있다 (Tuitman, 2010). 또한 2차원 슬래밍 모델은 슬래밍 하중을 과대 평가하는 경향이 있기 때문에 1이하의 보정 계수를 사용하는 경우도 있으나 이러한 노력들은 오히려 잘못된 슬래밍 하중 평가를 야기시킬 위험도 있다. 본 연구에서는 이러한 3차원 보정을 위한 방법들은 적용하지 않고 2차원 슬래밍 모델을 선박에 적용한다,

2.5.1. 쐐기 형상 근사법

쐐기 형상 근사법 (wedge approximation)을 이용한 슬래밍 하중은 뉴턴의 제 2법칙을 이용하여 운동량 보존에 의해 유도된다. 입수에 의한 수면 상승분이 고려되지 않기 때문에 von Karman 모델의 일종이다 (von Karman, 1929). Fig. 2.18에 입수하는 2차원 단면과 그 단면을 쐐기 형태로 근사하여 나타내었다. 운동량 보존법칙에 의해서 부가질량에 의한 외력 F 는 다음과 같이 표현된다.

$$F = \frac{d}{dt} M_a \dot{h}(t) = M_a \ddot{h}(t) + \frac{\partial M_a}{\partial t} \dot{h}(t) \tag{2.50}$$

여기에서 M_a 는 부가질량, h 는 입수 변위, 위첨자 점은 시간 미분을 의미한다. 즉, 부가질량에 의한 외력은 가속도에 비례하는 성분과 부가질량의 시간 변화량과 속도에 비례하는 성분으로 구성된다. 입수 문제의 경우 입수 속도가 빠르다는 가정하에 무한 주파수 부가질량을 이용할 수 있다. 입수된 부분을 폭 $b(t)$ 와 선저각 γ 를 갖는 쐐기 형태로 근사하면 이 경우의 무한주파수 부가질량은 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$M_a = \frac{\pi}{2}\rho b^2(t)\left(1-\frac{\gamma}{2\pi}\right) \tag{2.51}$$

여기에서 ρ는 유체 밀도를 의미한다.

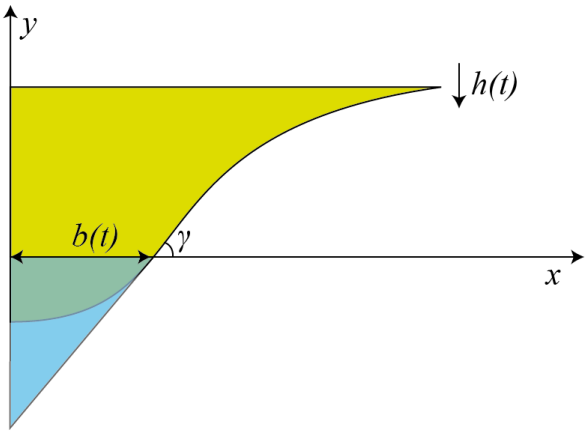


Fig. 2.18 Coordinate system for 2-D slamming models

쐐기로 근사할 경우에 입수폭을 입수 변위와 선저각의 함수로 표현할 수 있으며 부가질량은 입수 변위의 2차식으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$b(t) = \frac{h(t)}{\tan\gamma} \tag{2.52}$$

$$M_a = \frac{\pi\rho}{2\tan^2\gamma}h^2(t)\left(1-\frac{\gamma}{2\pi}\right) \tag{2.53}$$

식 (2.53)을 식 (2.50)의 두번째 항에 대입하면 다음과 같이 속도의 제곱에 비례하는 성분인 것을 확인할 수 있다.

$$\frac{\partial M_a}{\partial t}\dot{h}(t) = \frac{\pi\rho}{\tan^2\gamma}h(t)\left(1-\frac{\gamma}{2\pi}\right)\dot{h}^2(t) \tag{2.54}$$

이 방법을 선체의 선수부 또는 선미부의 입수 문제에 적용하기 위해서 입수 변위를 다음과 같이 정의한다.

$$h(t) = -\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \ddot{\mathbf{u}}(t) + \zeta_I(t) + D \tag{2.55}$$

$$\dot{h}(t) = -\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \frac{\partial \ddot{\mathbf{u}}(t)}{\partial t} + \frac{\partial \zeta_I(t)}{\partial t} \tag{2.56}$$

여기에서 D는 정수중에서의 흘수를 의미한다. 쐐기 형상 근사법은 입수 형상이 쐐기 형상에서 크게 벗어나지 않을 경우에 유효하다.

2.5.2. 일반화된 Wagner 모델 (GWM)

Wagner의 슬래밍 모델 (Wagner, 1932)과 von Karman의 슬래밍 모델 (von Karman, 1929)의 차이점은 수면의 상승량의 고려 여부에 있다. 물체의 입수할 경우 이에 의해 수면이 상승하게 되는데 이중에 물체 표면과 접하는 부분에서의 높이는 Fig. 2.19에서 왼쪽 그림의 $H(t)$에 해당한다. 즉 수면의 상승에 의해 물체는 운동에 의한 입수외에 추가적인 입수 깊이가 발생하게 된다. 즉 같은 시간에 깊게 입수하는 형태가 되므로, 이는 입수 속도가 빨라진 것과 같게 된다. 따라서 같은 물체의 입수 문제일 경우에 Wagner의 모델이 von Karman 모델보다 더 큰 슬래밍 하중을 준다.

입수되는 물체형상을 구체적으로 모두 포함하여 충격하중을 계산하는 일반화된 Wagner 모델 (generalized Wagner model, GWM)은 Zhao and Faltinsen (1993)와 Zhao and et al. (1996)에 의해서 적용된 바 있다. Mei et al. (1999)은 일반화된 Wagner 모델에 사상 함수를 적용하여 매우 효과적으

로 쐐기에 대한 해석해를 구하였다. 기존의 Wagner 모델과의 차이점은 두 가지로 물체 표면 경계 조건을 평판이 아닌 실제 입수 형상에 적용하는 것과 자유 수면 경계조건을 수면이 상승된 높이에 적용하는 것이다. 포텐셜 이론의 가정에 매우 빠른 입수 속도 (높은 Froude 수)를 가정하면 GWM의 초기값 문제는 다음과 같이 표현된다 (Khabakhpasheva et al, 2014).

$$\nabla^2\varphi = 0 \tag{2.57}$$

$$\varphi = 0 \qquad (y = H(t)) \tag{2.58}$$

$$\dot{S}(x,t) = \varphi_y(x, H(t), t) \qquad (|x| > c(t)) \tag{2.59}$$

$$\varphi_y = f_x(x)\varphi_x - \dot{h}(t) \quad (y = f(x) - h(t),\ |x| < c(t)) \tag{2.60}$$

$$\varphi \to 0 \qquad (x^2 + y^2 \to \infty) \tag{2.61}$$

$$H(t) = f(c(t)) - h(t) \tag{2.62}$$

$$S(x,0) = 0, \quad c(0) = 0 \tag{2.63}$$

여기에서 φ는 속도 포텐셜, $H(t)$는 $H(t) = S[c(t),t]$로 정의되는 접점에서의 자유 수면 상승 높이, $S(x,t)$는 자유 수면 상승 높이 분포, 아래첨자 x와 y는 각각에 해당하는 편미분, $f(x)$는 물체의 형상 함수, $c(t)$는 수면과 물체의 접점을 의미한다.

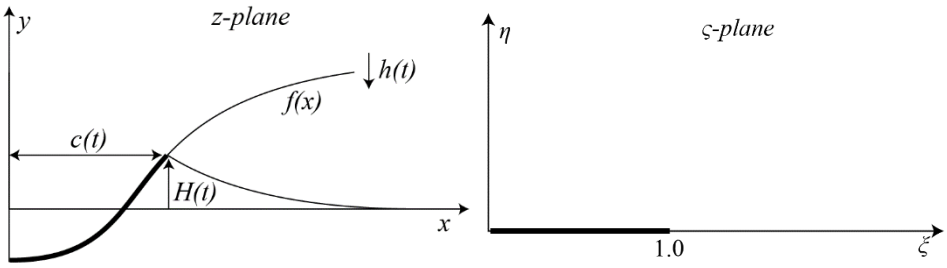


Fig. 2.19 Water entry body (left) and complex plane (right) for GWM

본 연구에서는 유동의 분리 (flow separation)을 고려하지 않으며 좌우 대칭의 경우만을 대상으로 하여 Khabakhpasheva et al. (2014)의 방법을 다음과 같이 적용한다. 먼저 평판에 대한 해석해를 구하고 이를 임의의 형상에 대해 등각 사상 (conformal mapping) 하는 함수를 수치적인 방법으로 얻는다. 이 방법의 적용을 위하여 $\varsigma = \xi + i\eta$ 에 대한 가상의 복소수 평면 (auxiliary complex plane)을 Fig. 2.19의 오른쪽에 나타내었다. 유체 영역은 $y \le H(t)$ 와 $y \le f(x,t)$ 에 해당하는 부분이 복소수 평면의 $\eta < 0$ 에 다음과 같이 사상된다.

$$z = iH(t) + F(\varsigma, c) \tag{2.64}$$

여기에서 $F(\varsigma, c)$ 는 $\eta < 0$ 에서의 해석 함수로 $F(\pm 1, c) = \pm c$ 와 $F(\varsigma, c) \to F_\infty(c)\varsigma \ \left(|\varsigma| \to \infty\right)$ 를 만족한다. $\eta = -0$ 에서의 $F(\varsigma, c)$ 의 실수부와 허수부는 각각 $X(\xi, c)$ 와 $Y(\xi, c)$ 이다. 구간 $-1 < \xi < 1$ 에서 $\eta = 0$ 일 경우에 물체의 접수면에 해당하며 다음의 식이 성립한다.

$$Y(\xi, c) = f\left\{X(\xi, c)\right\} - f(c) \quad (|\xi| < 1) \tag{2.65}$$

복소수 평면에서의 속도 포텐셜이 얻어지면 물체 접수면에서의 속도 포텐셜은 다음과 같이 표현된다.

$$\varphi(x, y, t) = -\dot{h}\left\{Y(\xi, c) + F_\infty(c)\sqrt{1 - \xi^2}\right\} \tag{2.66}$$

여기에서 x 와 y 는 $X(\xi, c)$ 와 $H(t) + Y(\xi, c)$ 가 된다. 베르누이 식으로부터

유체동역학적 압력을 다음과 같이 계산한다.

$$p_{GWM} = -\rho\left(\frac{\partial\varphi}{\partial t} + \frac{1}{2}|\nabla\varphi|^2\right) \tag{2.67}$$

$$p_{GWM} = \rho\ddot{h}P_w(\xi,c) + \rho\dot{h}^2P_v(\xi,c) \simeq p_{GWM}{}' = \rho\dot{h}^2P_v(\xi,c) \tag{2.68}$$

$$\begin{aligned} P_v(\xi,c) = & \frac{X_c(\xi,c)}{N(c)}\frac{\xi}{S(\xi,c)}(1-\xi)^{-k(c)} \\ & -\frac{0.5}{1+f_x^2(X)}\frac{\xi^2}{S^2(\xi,c)}(1-\xi)^{-2k(c)} + \frac{F'_\infty(c)}{N(c)}\sqrt{1-\xi^2} + \frac{1}{2} - \frac{f_x(c)}{N(c)} \end{aligned} \tag{2.69}$$

$$P_w(\xi,c) = f(X) - f(c) + F_\infty(c)\sqrt{1-\xi^2} \tag{2.70}$$

여기에서 p_{GWM} 는 GWM에 의한 유체동역학적 압력이며 $N(c)$ 는 $\dot{h}(t)/\dot{c}(t)$ 이다. 식 (2.68)에 나타난 것처럼 유체동역학적 압력은 가속도에 비례하는 성분과 속도의 제곱에 비례하는 성분으로 구성되어 있으며 두 성분은 서로 독립적이다. 이는 쐐기 형상 가정법에서와 같은 형태로 후자의 속도의 제곱에 비례하는 성분이 슬래밍 압력에 해당한다. 선체의 슬래밍-휘핑 해석에서는 이 두번째 성분인 슬래밍 압력만을 고려한다. 상기 해석법의 수학적 및 수치적 전개는 Khabakhpasheva et al. (2014)에 의해 자세히 소개되었다.

식 (2.68)-(2.70)로부터 GWM에 의한 압력은 순간의 변위, 속도 및 가속도에만 영향을 받는 것을 알 수 있다. 다른 운동 이력을 갖더라도 현재의 변위, 속도 및 가속도만 동일하다면 같은 압력이 발생한다는 것이다. 이것은 자유 수면 경계조건에서 중력에 의한 항을 무시하고 입수 깊이가 단조롭게 증가한다고 가정하였기 때문이다. 그 결과, 접수 면적을 결정하는 접점의 위치 $c(t)$ 는 순간의 변위에만 의존한다. 따라서 초기 조건 (입수 시작시의 접수 깊이)이 0인 경우의 속도 포텐셜과 압력은 자유 수면 높이 보정을 통하여 다른 초기 조건의 속도 포텐셜과 압력으로 변환할 수 있다. 이러한 변환

은 실제 선박의 입수 문제에 적용할 경우에 매우 효율적으로 GWM를 수치 해석에 사용할 수 있는 장점을 갖는다.

2.5.3. 단면의 형상 보정

GWM은 유동의 분리를 고려할 수 없기 때문에 선저각이 90도를 넘을 수 없다. 즉, 단면의 폭이 단조롭게 하부에서 상부방향으로 증가하는 형상이어야 한다. 그러나 구상 선수 (bulbous bow)나 스케그 (skeg) 부분은 90도가 넘는 선저각을 갖기 때문에 수정이 필요하다. 안정적인 수치해를 얻기 위해서는 선저각들이 한계값으로부터 어느정도 여분을 갖는 범위내에 있어야 한다.

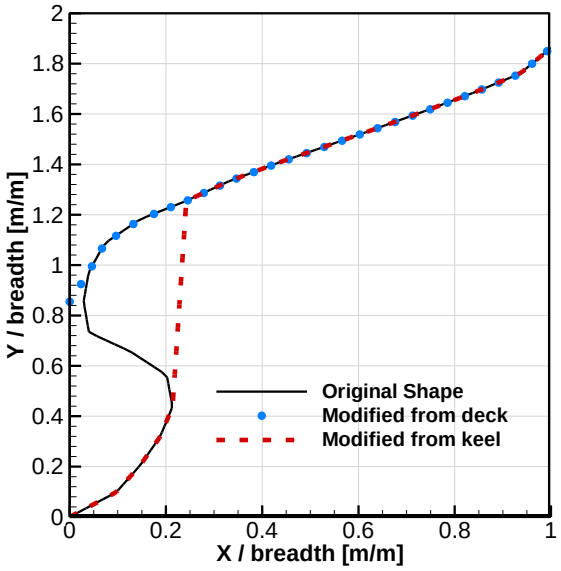


Fig. 2.20 Modification of extracted section using the maximum and minimum dead-rise angles

본 연구에서 안정적인 수치해를 얻을 수 있는 선저각의 최소값 및 최댓값은 각각 4도와 86도였으며, 이는 형상이 갖는 곡률과 이산화된 격자의 영향

을 크게 받는다. 선저각에 대한 단면 보정은 용골 (keel) 또는 갑판 (deck)부터 반대 방향으로 수행할 수 있으며 그 예를 Fig. 2.20에 나타내었다. 방향에 따라 두가지의 보정된 형상을 얻을 수 있다. 보정 방향은 상황에 따라 적절하게 선택되어야 하며 예를 들어 초기 입수 깊이가 1근처라면 갑판부터의 보정이 더 적절하며, 초기 입수 깊이가 0근처라면 용골부터의 보정이 더 적절할 것으로 생각된다.

선저각 보정이 끝난 단면은 날카로운 모서리를 갖게되는데 이러한 부분은 이산화 문제와 맞물려서 미분값에서 큰 오차를 발생시킨다. 이러한 오차를 줄이고 수치적 안정성을 도모하기 위하여 곡률값에 최댓값을 설정하여 부드럽게 다듬을 필요가 있다. Fig. 2.21은 상기의 두가지 보정된 단면을 부드럽게 다듬은 결과의 예를 보여준다.

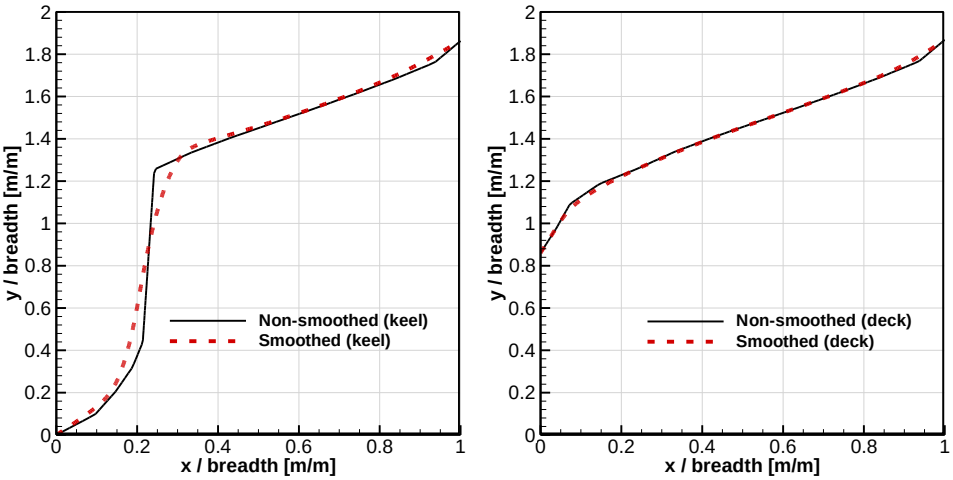


Fig. 2.21 Smoothed sections for GWM preprocess (left: modification from keel; right: modification from deck)

상기의 두 단면이 등속도로 입수하는 경우에 대해서 GWM을 이용하여 압력 분포와 수직 방향 힘을 계산하여 Fig. 2.22에 비교하였다. 압력 분포는 단면이 완전히 입수한 상태에서의 결과이다. 갑판부터 보정된 단면의 결과에서 $x/\text{breadth} = 0.15$ 인 근처에서 슬래밍 압력이 작은 값을 보여주는데 이

는 볼록한 부분에 해당하며 $x/\text{breadth} = 0.4$ 인 근처에서 최대 압력이 발생하는데 이는 오복한 부분의 끝의 가장 평평한 부분에 해당한다. 이 부분들을 제외하고는 전체적으로 두가지 단면의 압력 분포는 비슷한 경향을 보여준다.

압력분포의 수직방향 성분을 적분한 수직 힘은 용골부터 보정된 단면이 상대적으로 작은 값을 보이지만 깊이 방향 길이가 길기 때문에 가로축을 시간으로 바꿀경우 가로축이 길어진다. 따라서 수직 힘의 시간 적분으로 얻어지는 총 충격량은 두 보정 모델이 비슷한 수준이 된다.

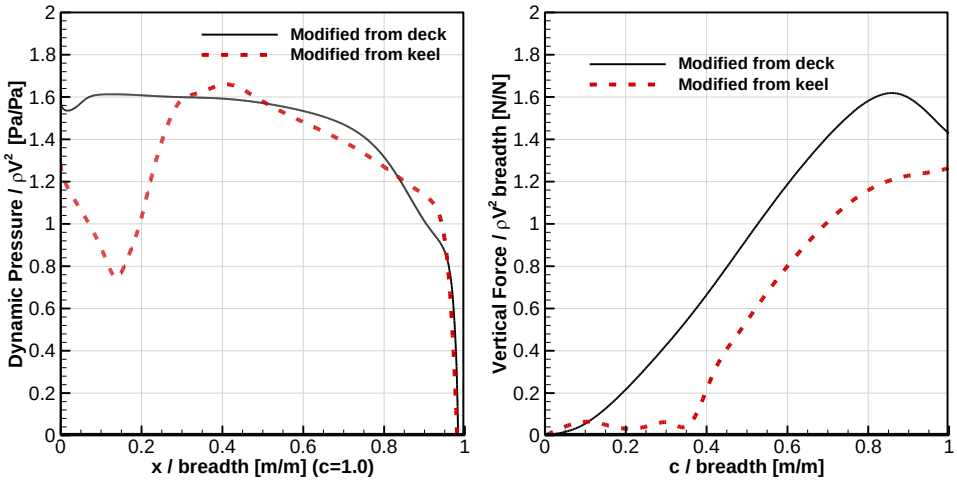


Fig. 2.22 Comparison of slamming pressure distributions (left) and forces (right) for two differently modified sections

2.5.4. 전처리 및 초기 조건 오프셋

2차원 단면에 대한 해석임에도 불구하고 GWM은 계산량이 적은 해석법이 아니기 때문에 슬래밍이 발생할 때마다 매회 GWM 해석을 수행하는 것은 효율적이지 못하다. 본 연구에서는 매회 달라지는 슬래밍의 초기 조건(입수 시작시의 입수 깊이)을 고려하기 위하여 자유 수면 상승 높이 보정을

이용한다 (Kim et al., 2015a). 이러한 방법이 가능한 이유는 자유 수면의 상승량과 압력 분포는 초기 조건, 현재의 변위, 속도, 가속도에만 영향을 받고 과거의 운동 이력과는 상관없기 때문이다. 초기 조건이 0인 입수 문제에 대해 GWM의 해와 압력 분포를 구하여 자유 수면 상승량을 보정하면 초기 조건인 0이 아닌 입수 문제의 해와 압력 분포를 얻을 수 있다.

상기의 방법은 다음과 같이 수행된다. 먼저 초기 조건 0인 입수 문제를 GWM으로 해석하여 이산화된 입수 깊이별로 자유 수면 상승량과 압력 분포의 전처리 해를 구한다. 다음 단계에서는 초기 조건이 A인 실제 슬래밍이 발생하였을 경우에 전처리 해로부터 자유 수면 상승량 W(A)를 구한다. 초기 조건이 A인 실제 슬래밍에서 물체가 자유 표면 상승량을 제외하고 C까지 입수 하였을 경우의 압력 분포는 전처리 해에서 입수 운동과 자유 수면 상승량에 의해 접수 깊이가 C+W(C)-W(A)인 경우에 해당한다. 따라서 다음의 식 X+W(X)=C+W(C)-W(A)으로부터 보정된 입수 깊이 X를 계산하여 X에 해당하는 압력분포를 전처리 해로부터 구한다. 보정된 입수 깊이 X는 C보다 항상 작거나 같으며, 위 방법의 유효성은 A에 0또는 C를 대입하여 쉽게 확인할 수 있다.

슬래밍 하중은 수치적으로 계산할 경우에는 일반적으로 매우 작은 시간 간격이 필요하다. 그러나 본 연구에서는 이러한 불편함을 극복하기 위하여 입수 단계를 이산화된 격자에 맞추어 해를 구한다 (Khabakhpasheva et al, 2014). 이 해를 시간 영역 해석에서 슬래밍 하중을 계산할 경우에 전처리 해로 사용하며 특정 시간에 발생하는 슬래밍 하중은 전처리 해의 내삽을 통해 정확한 입수 깊이를 고려하여 계산한다.

3. 수치 해석 모델의 검증

본 연구에서 개발된 수치 해석법의 검증을 모형선의 실험 결과와의 수치 해석 결과를 면밀하게 비교하였다. 이 방법은 가장 보편적으로 쓰이는 검증 방법으로 수치 해석 모델이 얼마나 유효한지를 가늠하는데 좋은 지표가 된다. 한가지 한계점은 실험 모델의 경우 실선과 그 구조가 다르며 실험상에도 오차가 발생한다. 수치 해석을 실선에 적용할 경우에는 또 다른 문제들이 발생하며 이는 수치 모델링과 밀접하게 연결된다.

3.1. 모형선 실험 모델

수치 해석법의 검증을 위하여 두 종류의 컨테이너선의 모형선 실험 결과를 수치 해석 결과와 비교하였다. 두 모형선은 모두 탄성 등뼈 (flexcible backbone)와 분할된 선체 (segmented hull)로 이루어진 동일한 구조를 가지고 있으며, 상세 제원을 Table 3.1에 비교하였다. 파랑 중에서의 운동 및 구조 하중을 측정하기 위하여 18,000-TEU 컨테이너선의 자항 시험 (self-propulsion test)이 수행되었고, 10,000-TEU 컨테이너선의 예인 시험 (towing test)이 수행되었다. Fig. 3.1에 두 모형선의 외형을 비교하였다. 18,000-TEU 컨테이너선의 자항 시험은 ONR (Office of Naval Research) NICOP 프로젝트의 일환으로 삼성중공업 대덕연구센터의 SSMB (Samsung Ship Model Basin)에서 수행되었다. 10,000-TEU 컨테이너선의 예인 시험은 WILS JIP 2와 WILS JIP 3를 통해 수행되었으며 매우 다양한 조건에 대해서 시험이 수행되었다. WILS JIP 2에서는 스프링잉과 휘핑에 대한 시험이 중점적으로 이루어졌고, WILS JIP 3에서는 슬래밍과 휘핑에 초점이 맞추어졌다

(KRISO/KIOST, 2013). 쐐기 형상 및 선체 단면에 대해서 낙하 시험 (drop test)도 수행되었다.

Table 3.1 Principal dimensions of 10,000- and 18,000-TEU containerships (full scale)

Item	10,000-TEU	18,000-TEU
LBP	321.0 m	382.0 m
Breadth	48.4 m	58.0 m
Draft	15.0 m	14.4 m
Disp.	143741 ton	224009 ton
VCG	21.3 m	23.3 m
LCG	152.5 m	177.6 m
Natural freq. of VB (wet mode)	0.43 Hz	0.37 Hz
Damping ratio of VB (wet mode)	2.0% of critical damp.	2.0% of critical damp.

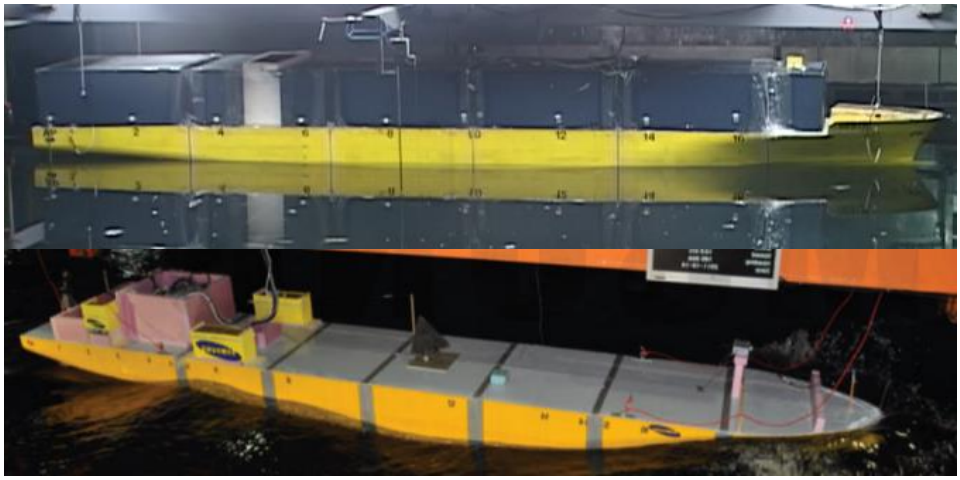


Fig. 3.1 Segmented models of the containerships (top: 10,000-TEU containership; bottom: 18,000-TEU containership)

각각의 컨테이너선의 수치 모델은 선형 패널 모델, 비선형 패널 모델, 슬래밍 단면 모델, 보 요소 모델 또는 3차원 유한요소 모델로 구성된다. 먼저 모형선을 기반으로 3차원 유한요소 모델을 제작하여 Fig. 3.2에 나타내었다. 분할된 선체와 등뼈를 그대로 쉘 요소를 사용하여 모델링 하였으며, 질량 분포의 모델링에도 쉘 요소가 사용되었다. 질량 분포, 분할된 선체, 등뼈는

강성이 상대적으로 높은 보 요소를 사용하여 연결되었다. MPC (multiple point constraint)를 사용하여 연결된 모델과 거의 같은 응답을 얻을 수 있도록 강성이 조절하였다. 모형선의 보 구조 모델은 약 30개의 보 요소를 사용하여 모델링 하였으며 질량 분포는 정합 질량을 이용하여 모델링하였다. 본 논문에는 자세히 나타내지 않았지만 보 모델은 Fig. 2.4의 형태를 갖는다. 보 요소 모델에서는 실험 모델의 질량 분포가 집중 질량의 형태로 등뼈의 연결 부위에 전달이 되는 형태이나 이를 정합 질량으로 모델링 하여도 문제가 없다 (Kim et al., 2012).

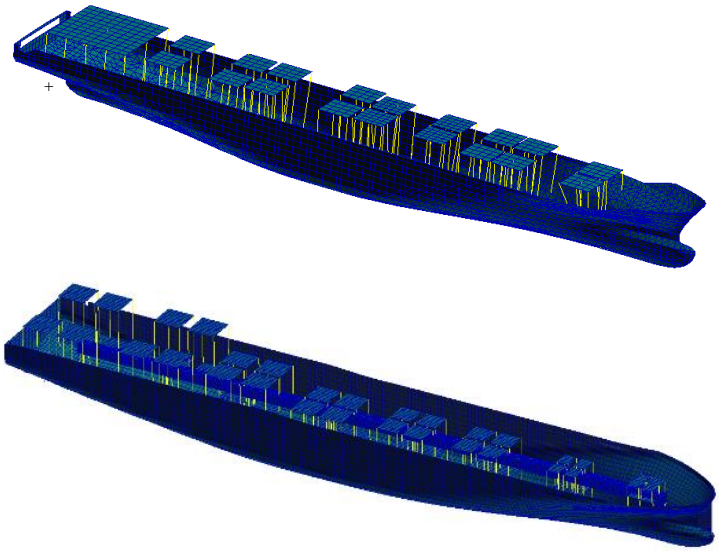


Fig. 3.2 3-D FE model of the two containerships (upper: 10,000-TEU containership; lower: 18,000-TEU containership)

선형 패널 모델은 3차원 랜킨 패널법에서 경계 조건의 해를 구하기 위한 모델로 선형 동역학적 유체력을 구하기 위해 사용되며, 비선형 패널 모델은 약비선형 접근법을 이용하여 비선형 Froude-Krylov 힘 및 복원력을 계산하기 위해 사용된다. 슬래밍 단면 모델은 쐐기 형상 근사법이나 일반화된 Wagner 모델을 이용하여 슬래밍 하중을 계산하기 위해 사용된다. Fig. 3.3에

선형 패널 모델을 Fig. 3.4에 비선형 패널 모델을 Fig. 3.5에 슬래밍 단면 모델을 비교하였다. 선형 패널 모델에서 반쪽 모델 기준으로 물체 표면에 약 400개의 패널, 자유 수면에 약 2000개의 패널이 사용되었다. 비선형 패널 모델에는 약 4000개의 패널이 물체 표면에 사용되었다. 상기의 선형 및 비선형 패널 개수는 수렴성 테스트 (convergence test)를 통해 얻어진 결과이다.

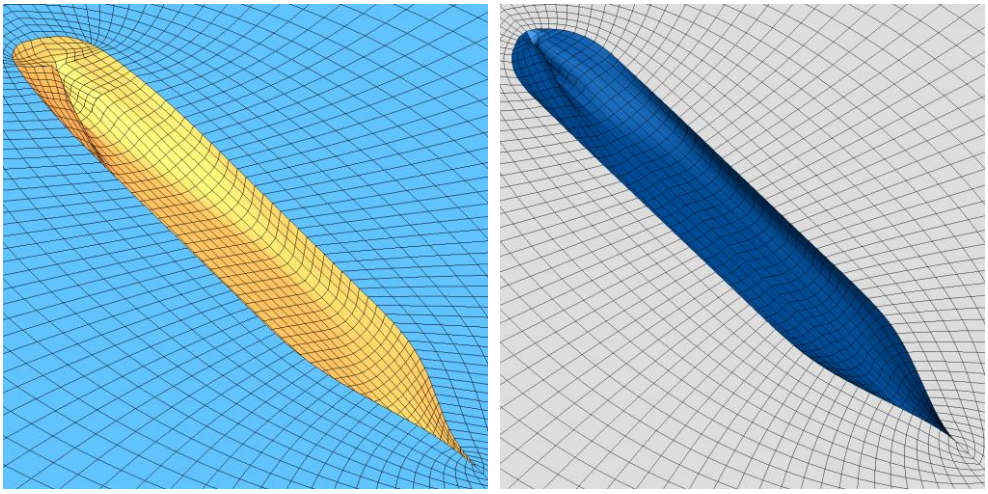


Fig. 3.3 Linear panel models the 10,000-TEU (left) and 18,000-TEU (right) containerships

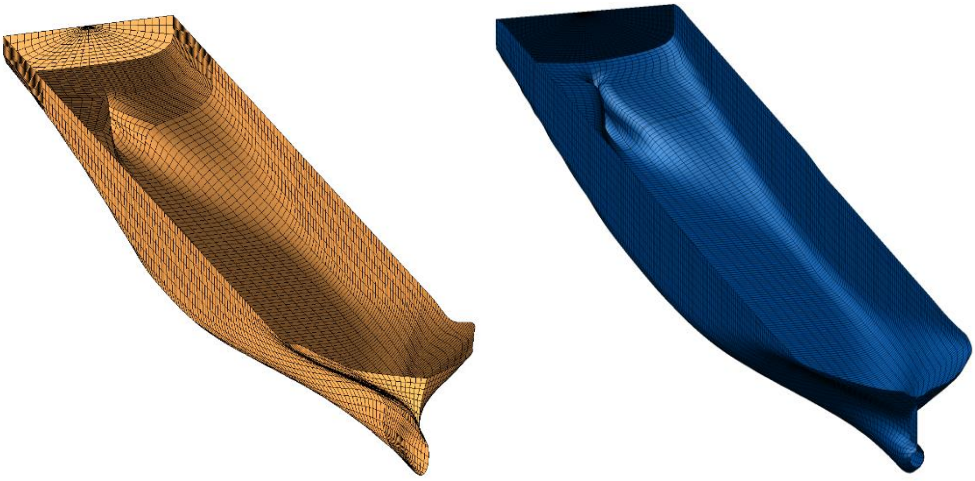


Fig. 3.4 Nonlinear panel models the 10,000-TEU (left) and 18,000-TEU (right) containerships

슬래밍 단면 모델은 10,000-TEU 컨테이너선의 경우 슬래밍이 발생하는 부위에만 슬래밍 단면을 위치시켜 선수부에 20개, 선미부에 10개의 단면이 사용되었고, 18,000-TEU 컨테이너선의 경우에는 균일한 간격으로 80개의 단면이 사용되었다.

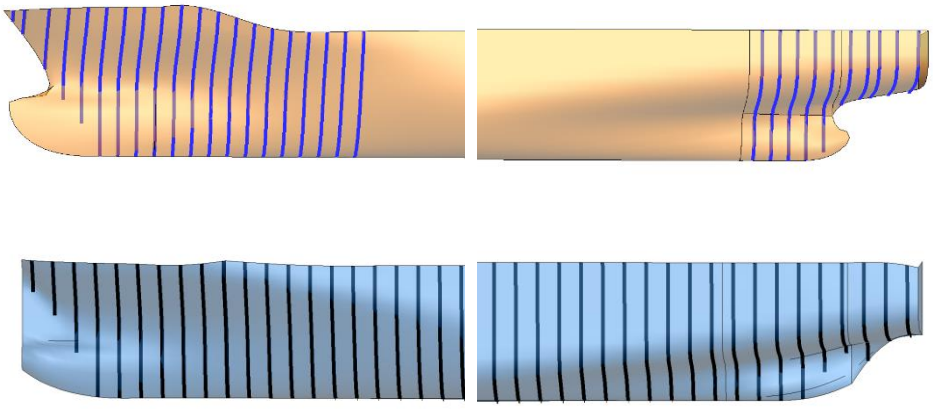


Fig. 3.5 Slamming section models the 10,000-TEU (top) and 18,000-TEU (bottom) containerships

보 요소 모델은 운동방정식을 직접 적분하기 때문에 보 요소 모델의 질량 및 강성 행렬이 완성되면 유체력으로부터 바로 운동이 계산된다. 그러나 3차원 유한요소 모델에서는 고유 모드를 이용하여 각 운동 모드에 대한 해석을 수행하기 때문에 고유치 해석을 사전에 수행해야 한다. 식 (2.34)의 고유벡터 행렬을 얻기 위하여 상용 유한요소 해석 프로그램인 MSC NASTRAN을 이용하였다. 두 컨테이너선의 고유치 해석 결과 중에 저차의 수직 굽힘 모드 결과를 Fig. 3.6과 Fig. 3.7에 나타내었으며 그림에서 진하게 표현된 부분이 등뼈에 해당한다. 두 컨테이너선 모두 매끈한 2절점 수직 굽힘 모드를 보여주고 있으며 선수파의 경우에는 주로 이 모드에 대해 스프링잉과 휘핑이 발생한다. 사파의 경우에는 1절점 비틀림 모드에 대해서도 스프링잉 및

휘핑이 발생한다 (Kim et al., 2012). 그러나 본 논문에서는 선수파의 경우에 대해서만 중점적으로 다루도록 한다.

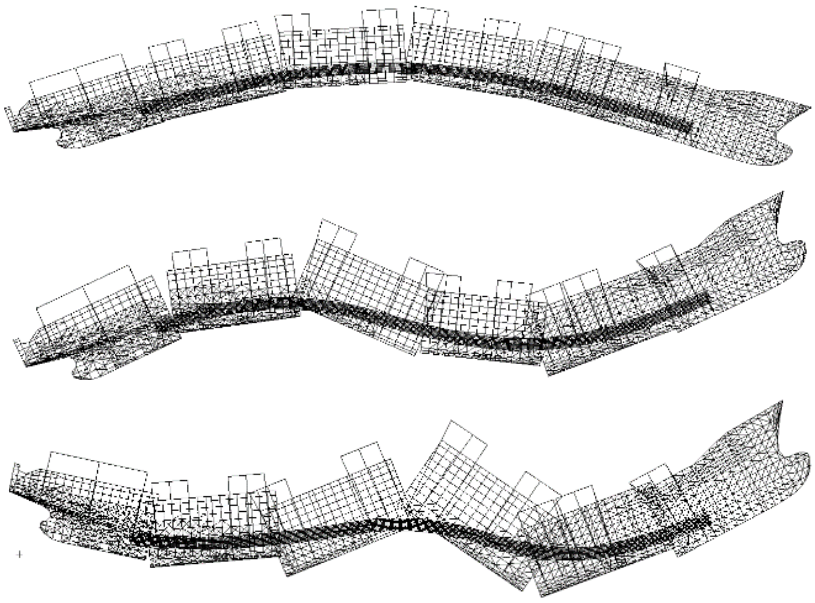


Fig. 3.6 Eigenvectors of 10,000-TEU containership (top: two-node VB; middle: three-node VB, bottom: four-node VB)

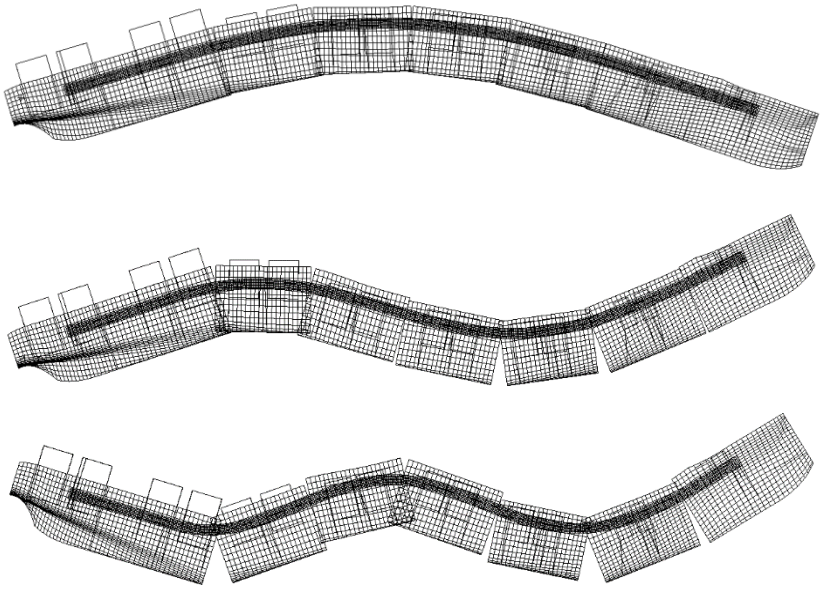


Fig. 3.7 Eigenvectors of 18,000-TEU containership (top: two-node VB; middle: three-node VB, bottom: four-node VB)

모든 수치 모델이 완성되면 연성 해석을 통해 선체의 유탄성 응답을 계산할 수 있다. 가장 먼저 해머링 테스트를 통해 입수 모드(wet mode)에서의 고유 진동의 주파수와 감쇠율을 확인하고 조절해야 한다. 실험 모델의 구조 감쇠율은 측정 할 수가 없기 때문에 입수 모드에서의 감쇠율이 원하는 값이 되도록 구조 감쇠율의 값을 결정해야 한다. 모형 실험을 통해 얻은 10,000-TEU 컨테이너선의 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 주파수와 감쇠율은 0.43 Hz와 임계감쇠율의 2.0%였으며, 18,000-TEU 컨테이너선의 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 주파수와 감쇠율은 0.37 Hz와 임계감쇠율의 2.0%였다. 수치 해석 모델이 실험 모델과 같은 고유 진동을 하도록 수치 모델의 강성과 구조 감쇠율을 약간 조정하였다.

3.2. 수치 해석 결과와 실험 결과의 비교

수치 해석 결과와 실험 결과의 비교를 통해 본 유탄성 해석법의 유효성을 검토하기 위해 다음과 같이 비교 항목별 목적을 정하였다. 본 장에서 검증하고자 하는 항목은 다음과 같다.

1) 선형 유체력과 운동 응답: 선박의 강체 운동 응답을 지배하는 힘으로 유탄성 해석법에 사용된 3차원 랜킨 패널법의 유효성을 평가할 수 있다. 선형 운동 응답의 비교를 통해 실험 결과와 얼마나 비슷한 선형 유체력과 운동 응답을 계산할 수 있는지 평가한다.

2) 약비선형 유체력과 스프링잉: 약비선형 접근법을 통해 입사파와 운동에 의해 접수된 면적에 대해 Froude-Krylov 압력과 유체정역학적 압력을 적분하여 얻게 되며 비선형 스프링잉인 super-harmonic 스프링잉의 기진력이 된다. 규칙파에서의 비선형 스프링잉 응답 비교를 통해 약비선형 접근법이 얼마나 유효한지에 대해 검토한다.

3) 슬래밍 하중: 선수부 및 선미부가 빠르게 입수할 경우에 강한 충격하중이 발생하게 되는데 이를 일반화된 Wagner 이론이 얼마나 예측하는지 검토한다. 입수 하중의 응답 비교를 통해 쐐기 형상 및 선체 선수부의 단면에 발생하는 슬래밍 압력과 힘을 비교한다.

4) 강비선형 유체력과 휘핑 응답: 일반화된 Wagner 이론, 3차원 랜킨패널법, 연성된 구조모델을 이용하여 규칙파에서의 슬래밍-휘핑을 얼마나 정확하게 예측할 수 있는지 검토한다.

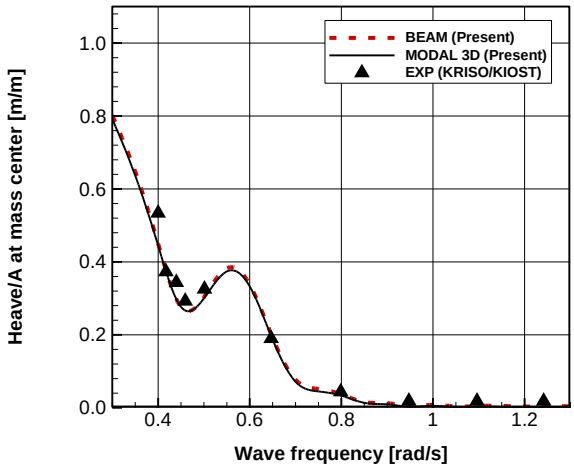
5) 불규칙파에서의 유체력과 스프링잉 및 휘핑 응답: 불규칙파에서의 비선형 응답 비교를 통해 규칙파의 선형 중첩으로 얻어진 불규칙파로부터 얻어지는 유체력이 얼마나 유효한지에 대해 평가한다.

3.2.1. 선형 응답 비교

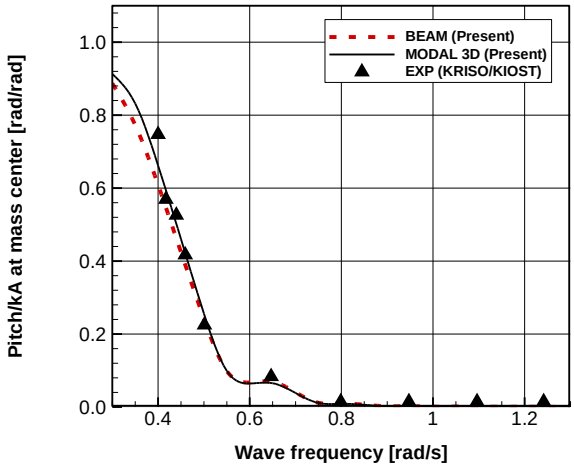
10,000-TEU 및 18,000-TEU 컨테이너선의 응답진폭함수 (response amplitude operation, RAO)를

Fig. 3.8와 Fig. 3.9에 나타내었다. 보 구조 모델 (BEAM)과 3차원 유한요소 모델 (MODAL 3D)은 서로 거의 동일한 결과를 보였으며, 실험 결과 (EXP)와도 매우 유사했다.

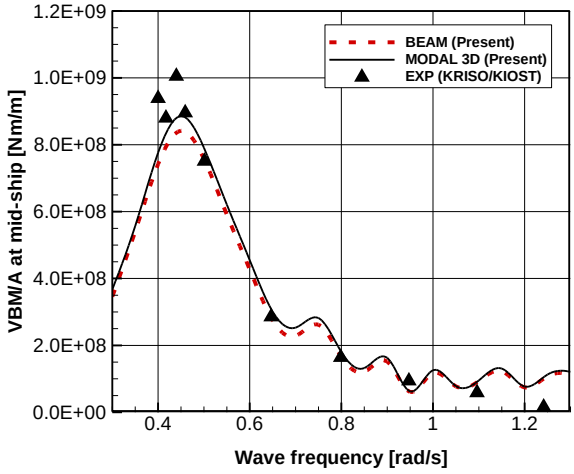
비교된 주파수 영역에는 공진 주파수가 포함되어 있지 않아 선형 스프링잉이 포함되어 있지 않다. 선형 스프링잉은 중요한 유탄성 응답이지만 신뢰성 있는 실험 결과를 얻기 어렵기 때문에 본 논문에서는 그 응답을 비교하지 않았다. 선형 스프링잉은 고주파수 영역에서의 공진으로 보통 실험이 계산보다 작은 값을 보여준다 (Kim et al., 2012). 이는 선형 스프링잉은 실험 오차에 매우 민감하기 때문으로 매우 정교한 실험이 수행되어야만 검증 자료로 사용될 수 있을 것이다.



(a) Heave RAO

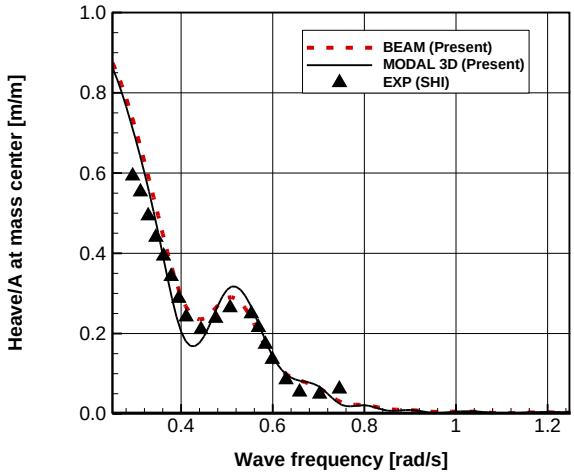


(b) Pitch RAO

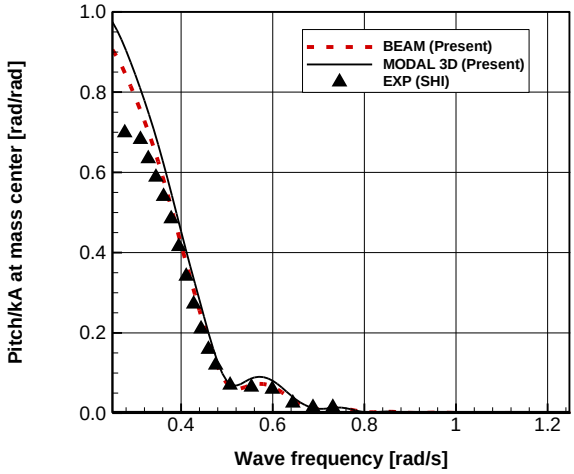


(c) Vertical bending moment RAO

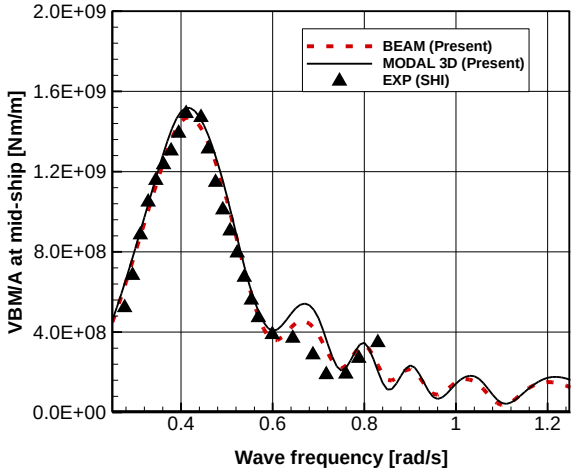
Fig. 3.8 Response amplitude operator of the 10,000−TEU containership advancing with 5 knots forward speed in head sea



(a) Heave RAO



(b) Pitch RAO



(c) Vertical bending moment RAO

Fig. 3.9 Response amplitude operator of the 18,000−TEU containership advancing with 5 knots forward speed in head sea

3.2.2. 규칙파중 비선형 스프링잉 응답 비교

규칙파에서의 비선형 스프링잉을 야기하는 성분은 크게 평균 입수 면적에 작용하는 비선형 성분과 접수 면적의 변화에 의해 발생하는 비선형 성분으로 나눌 수가 있는데 후자의 경우는 약비선형 접근법의 식 (2.23)을 통해 매우 효과적으로 고려할 수 있다. 또한 휘핑 응답을 비교하기 위해서도 먼저 비선형 스프링잉 응답을 비교할 필요가 있다. 휘핑이 강하게 발생하는 파랑 조건일지라도 비선형 스프링잉 응답이 섞여있으며 실험 결과에서는 스프링잉 응답과 휘핑 응답을 분리하는 것이 불가능하다. 즉, 실험과 수치 해석으로 얻어지는 비선형 스프링잉이 어느 정도 비슷한 수준인지가 사전에 확인이 되어야만 휘핑 응답의 비교가 가능하다.

스프링잉 응답에서 중요한 인자는 고유 주파수와 감쇠율인데 수치 모델의 인위적인 조절을 통해 실험 모델과 같은 2절점 수직 굽힘의 고유 진동 거동 특성을 갖도록 하였다. 수치 해석에서 고려되지 않는 성분 중 하나는 회절파 (diffraction wave)의 비선형 성분이며, 본 연구에서 적용한 약비선형 접근법에서는 이 성분이 고려되지 않는다. 단, 컨테이너선과 같이 선수부가 날렵한 형상인 경우 이 영향이 크지 않을 것으로 생각된다.

Fig. 3.10과 Fig. 3.11에 선수파에서의 비선형 스프링잉 응답을 비교하였다. 선체 중앙부에서의 수직 굽힘 모멘트를 비교하였으며, 이는 2절점 수직 굽힘 모드의 스프링잉에 의해 가장 큰 영향을 받는 응답니다. 각각의 컨테이너선에 대하여 조우 주파수의 2배 및 3배가 고유 주파수가 일치할 경우에 발생하는 2차 및 3차 스프링잉을 비교하였다. 실험과 계산 모두 가장 큰 스프링잉 응답을 얻을 수 있도록 조우 주파수에 대하여 미세 조절을 수행하였다. 보 구조 모델과 3차원 유한요소 모델은 서로 거의 동일한 결과를 보였으며 실험 결과와 비슷한 수준이었다.

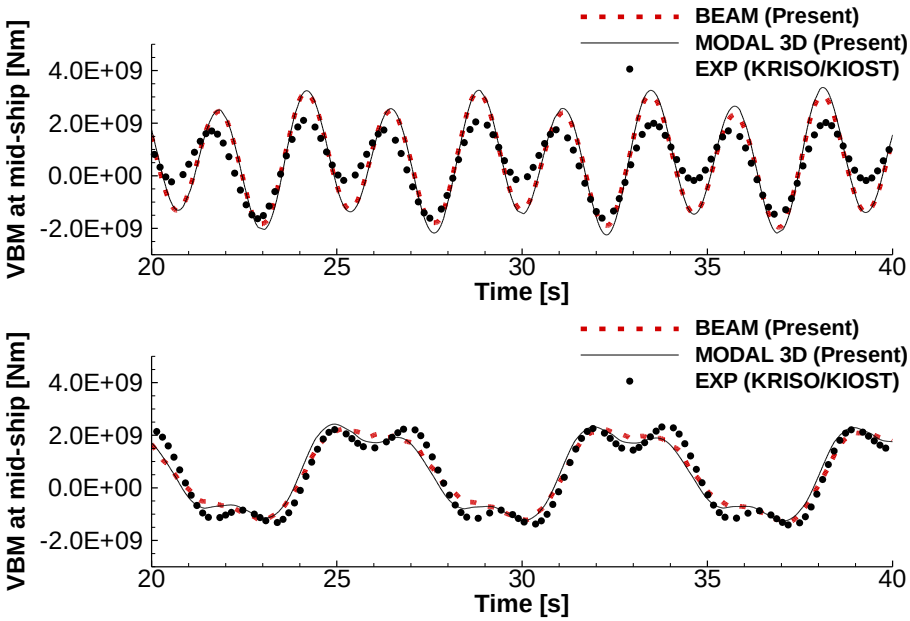


Fig. 3.10 Super-harmonic springing responses of the 10,000-TEU containership in head seas (upper: 2nd harmonic springing, T=8.2 s, H=5.0 m, 19.0 knots; lower: 3rd harmonic springing, T=10.9 s, H=5.0 m, 18.5 knots)

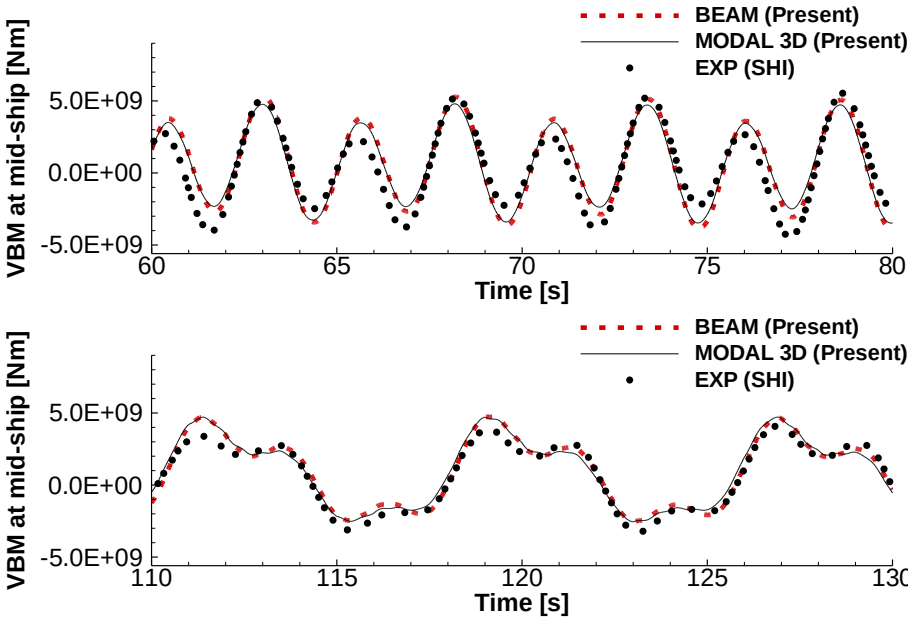


Fig. 3.11 Super-harmonic springing responses of the 18,000-TEU containership in head seas (upper: 2nd harmonic springing, T=9.0 s, H=5.0 m, 20.0 knots; lower: 3rd harmonic springing, T=12.0 s, H=5.35 m, 20.0 knots)

3.2.3. 쐐기 모형의 입수 하중 비교

연성된 슬래밍-휘핑 응답을 비교하기 전에 2차원의 일반화된 Wagner 모델으로 계산된 슬래밍 하중이 얼마나 유효한지를 실험 결과와의 비교를 통해 검토하였다. WILS JIP 3의 1차년도 실험에서 쐐기 모형의 자유 낙하 시험이 수행되었으며 Fig. 3.12에 쐐기 모형의 실험 모델을 나타내었다 (KRISO/KIOST, 2014). 압력 센서와 힘 센서가 입수하는 쐐기 형상의 표면에 설치되었으며 자유 낙하 운동은 광학 계측기와 가속도계로 측정되었다.

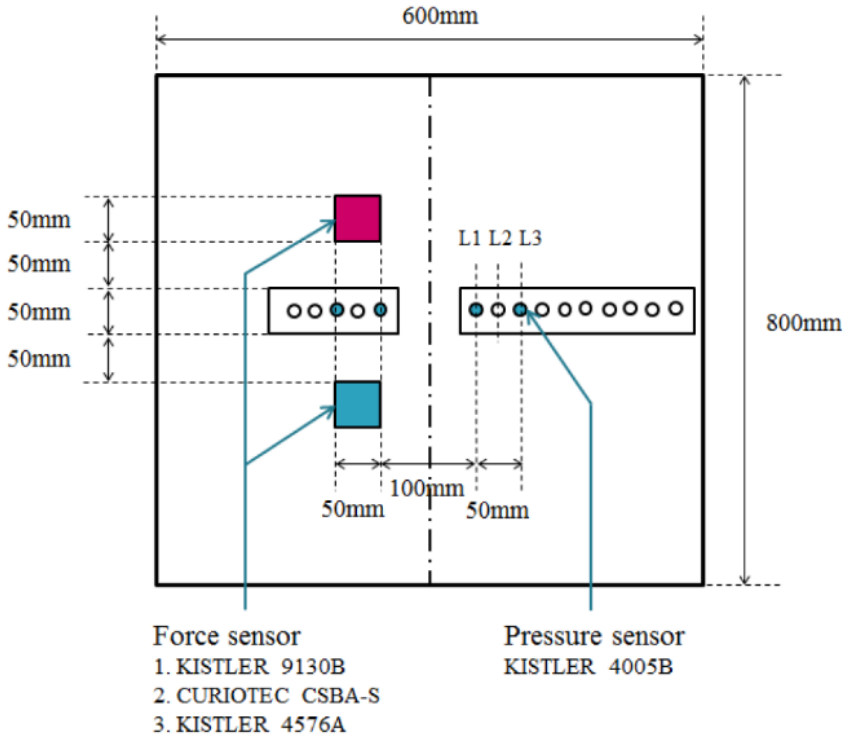


Fig. 3.12 Pressure and force sensors on the wedge (KRISO/KIOST, 2014)

선저각 20 도 및 30 도의 두 쐐기 모형을 수면으로부터의 낙하 높이 0.25 m와 0.5 m에서 자유 낙하시켰다. 실험에서 가속도계로 얻어진 가속도를 시간 적분하여 속도와 변위를 구하여 이를 수치 해석에 사용하였다. 즉, 운동

을 별도로 해석하지 않고 입력된 운동에 대한 압력을 계산하여 Fig. 3.13와 Fig. 3.14에 비교하였다. 일반화된 Wagner 모델로 얻어지는 압력은 부가질량 성분 (added mass pressure)와 슬래밍 성분 (slamming pressure)로만 구성되어 있기 때문에 여기에 별도로 유체정역학적 성분 (static pressure)을 더하여 총압력 (total pressure)를 비교하였다.

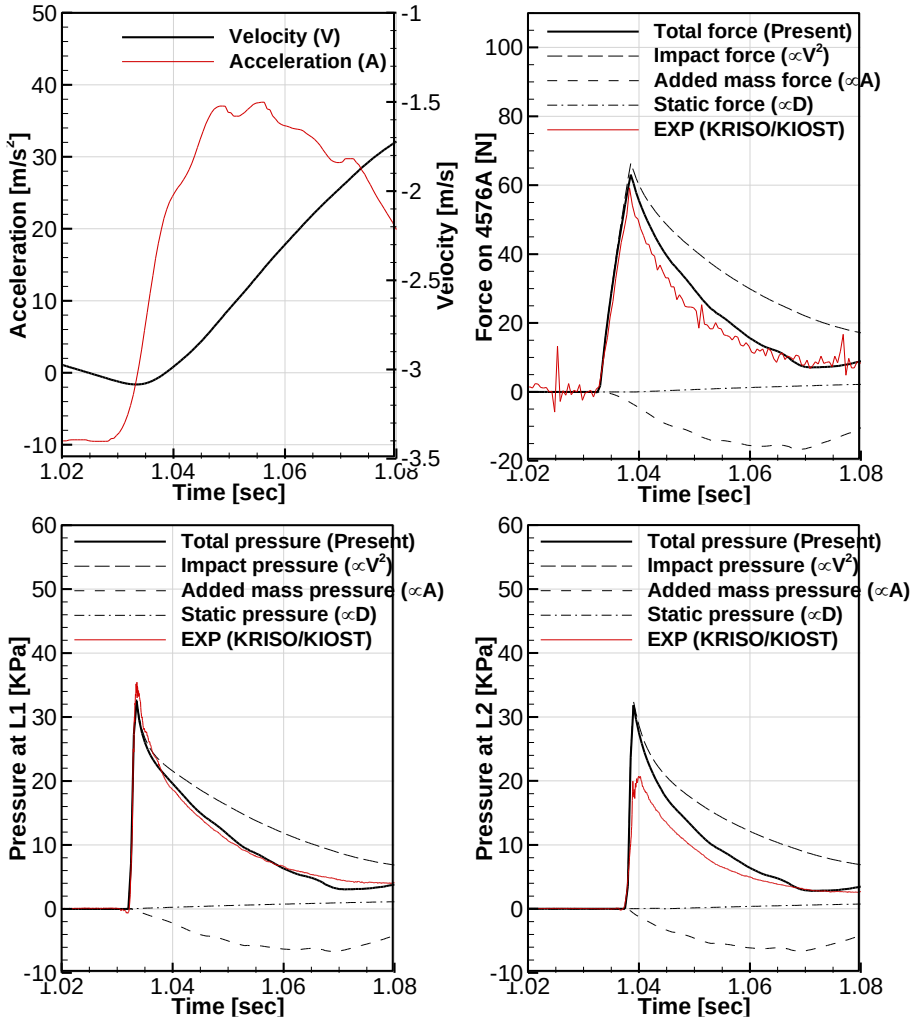


Fig. 3.13 Comparison of drop test results (dead-rise angle: 30 ° ; drop height: 0.5 m)

압력센서 L1에서는 실험과 계산 결과가 거의 일치 하였으나 압력센서 L2에서는 계산 결과가 실험 결과보다 약간 큰 값을 보여주었다. 특히 선저각이 30 도인 경우에 차이가 컸다. 이 결과만으로는 원인을 명확이 규명할 수는 없지만 일반화된 Wagner 이론은 기본적으로 입수 초기 단계 (initial stage of water entry)에서 유동 분리 (flow separation)가 없는 경우에 유효한 이론이다. 압력센서 L2의 압력의 모양도 깨끗하지 않은 것으로 보아 실험 오차에 의한 가능성도 작지 않다.

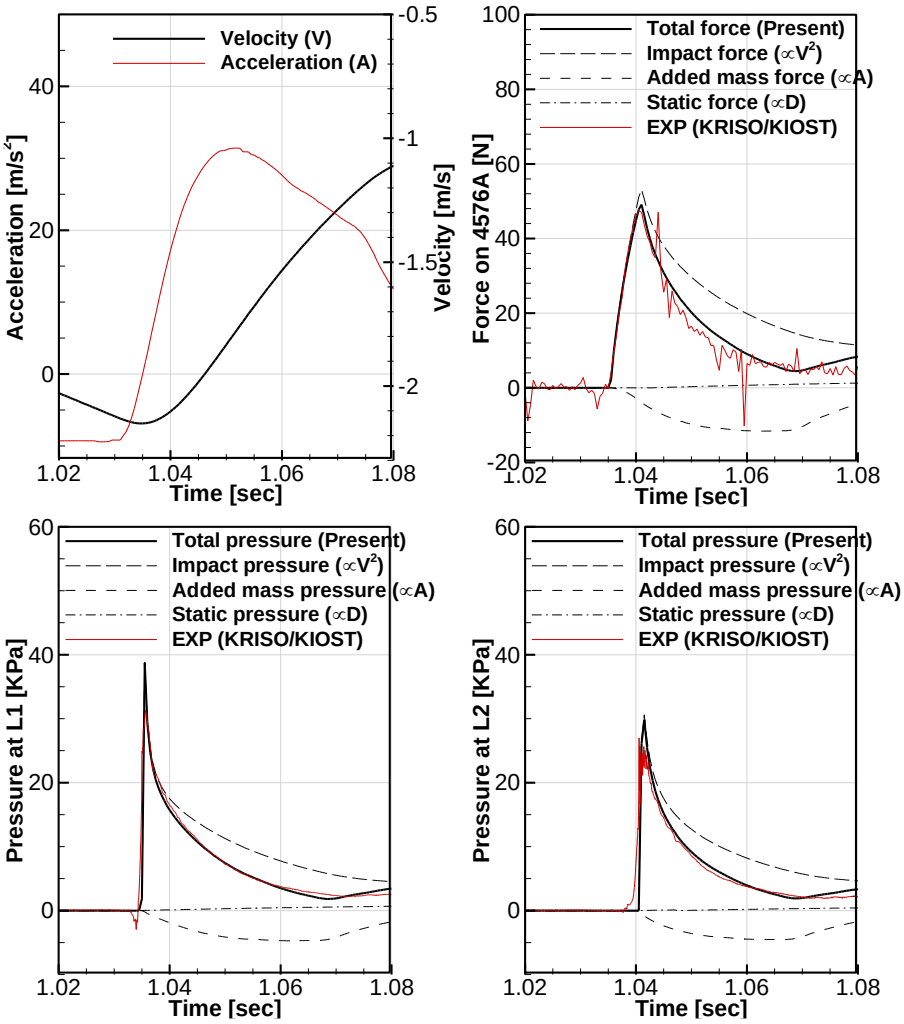


Fig. 3.14 Comparison of drop test results (dead-rise angle: 20 ° ; drop height: 0.25 m)

다음으로 총압력을 구성하는 각각의 성분을 같이 비교하여 입수시에 어떠한 성분들이 얼마나 영향을 미치는지 알아보았다. 압력의 피크는 예상대로 속도의 제곱에 비례하는 슬래밍 성분에 의해 결정되었으며, 이어지는 압력의 하강부는 가속도에 의한 영향이 크게 작용하고 있는 것을 알 수 있다. 즉, 슬래밍 하중에 의해 쐐기 모형이 반대 방향으로 가속되어 발생하는 부가질량의 음의 압력이 슬래밍 압력을 상쇄시키는 방향으로 작용한다. 유체정역학적 압력은 거의 영향이 없는 것을 알 수 있다.

국부 힘센서는 압력센서 L1과 L2가 설치된 부분을 전부 감싸도록 50 mm의 변을 갖는 정사각형 모양으로 설치되었다. 즉 압력센서 L1과 L2 사이의 압력 분포가 적분된 값이 힘센서의 응답으로 압력센서들의 중간값을 보여주었다. 국부 총힘의 각 성분도 총압력의 각 성분과 같은 경향을 보였다.

3.2.4. 선체 단면의 입수 하중 비교

선체의 선수부 단면에 대한 자유 낙하 시험은 WILS JIP 3의 2차년에 수행되었다 (KRISO/KIOST, 2014). 이 연구에서는 Fig. 3.15에 나타낸 것처럼 총 3가지의 선수부 단면에 대해서 자유 낙하 시험이 수행되었다. 이 가운데 Model III가 실제 선수부 단면에 해당하며 구상 선수부에 의해 오목하게 들어간 부분을 가지고 있다. 이러한 부분에서는 선저각이 90 도를 넘어가기 때문에 일반화된 Wagner 이론과 같은 포텐셜 기반의 이론으로는 해석이 불가능하다. 그래서 선저각이 90 도를 넘지 않도록 Model I과 Model II의 모양으로 보정하여 낙하 시험이 수행되었다. 이는 본 논문의 2.5.3장의 단면의 형상 보정부분에 해당하는 부분이다. 압력 센서와 국부 힘센서는 각각 3개씩 부착되었으며, 쐐기 모형에 부착된 압력센서 KISTLER 4005B가 아닌 압력센서 KISTLER 701A가 장착되었는데, 압력이 낮게 측정되는 문제가 있어

비교 대상에서 제외하였다. 그림에는 표시되지 않았지만 선체 단면이 받는 수직방향 (y방향) 힘이 힘센서 ATI 9230-05-1267를 통하여 계측되었다. 쐐기 모형과 동일하게 실험에서 계측된 가속도를 가지고 시간 적분하여 이를 수치 해석에 이용하였다.

Model I과 Model II의 계산 결과와 실험 결과의 일부를 Fig. 3.16와 Fig. 3.17에 비교하였다. 낙하 높이는 Model I와 Model II가 형상이 달라지는 부분인 y=300 mm에서부터로 정의하였으며, 170 mm, 240 mm, 300 mm, 350 mm의 네가지 낙하 높이에 대해서 자유 낙하 시험이 수행되었다.

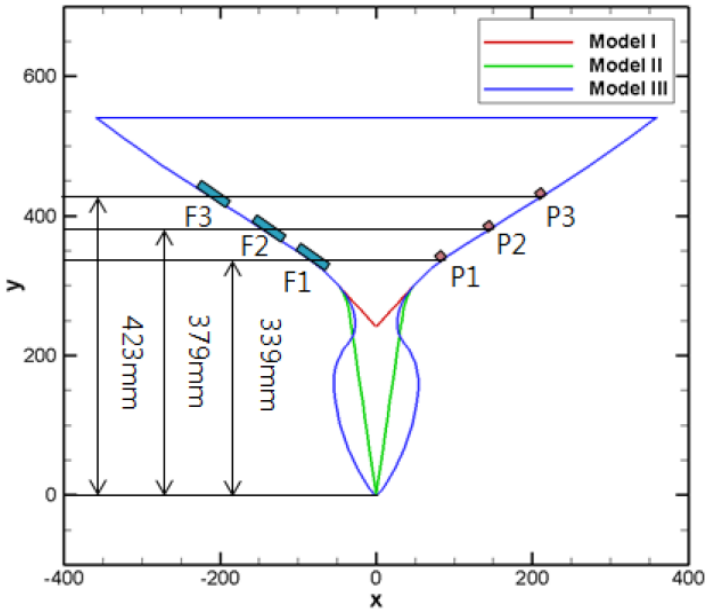


Fig. 3.15 Configuration of ship-section drop test (KRISO/KIOST, 2014)

Model I은 쐐기 형상에 가깝지만 WILS JIP 3의 1차년도의 선저각 20 도 및 30 도의 쐐기 모형의 보다 경사가 급하며 가장 경사가 급한 부분인 x=0 부근에서 50 도 선저각, 가장 완만한 부분인 국부 힘센서 F2 부근에서 35 도의 선저각을 갖는다. 국부 힘센서 F1, F2, F3에서의 값은 계산 결과가 실험 결과보다 약 20% 정도 큰 값을 보였다. 국부 힘센서 F1에서는 유체정역

학적 성분의 영향도 무시 못할 정도의 성분을 보여주었으며 피크의 형태도 날카롭지 못하였다. 국부 힘센서 F1 부분은 선저각이 작아지는 부분으로 이러한 형상에 의한 영향이 반영된 것으로 생각된다. 국부 힘센서 F2와 F3는 선저각이 일정한 부분이며 쐐기 모형에서 나타나는 일반적인 응답을 보여주었다. 단면 전체에 작용하는 유체력의 수직방향 힘 (Sectional Force)은 상기의 힘센서 F1, F2, F3에서 보여주었던 결과와 상반되는 실험 결과로 계산 결과보다 큰 값을 보여주었다. 안타깝게도 이 결과만을 가지고 이러한 차이의 발생 원인을 파악할 수는 없없다.

Model II는 y=300 mm 근방에서 Model I보다 선저각의 변화가 큰 형상을 가지며, 이 형상에 의한 영향이 국부 힘센서 F1에 주어 힘 피크가 Model I 보다 좀 더 뭉특해진것을 알 수 있었다. 국부 힘센서 F2와 F3에서 일반적인 쐐기 모형에서의 응답이 계측되었으며 Model I과 마찬가지로 계산 결과가 실험 결과보다 약 20% 작았다. 단면 전체에 작용하는 유체력의 수직방향 힘은 입수 초기에는 계산 결과가 실험 결과보다 약간 큰 값을 보였지만 국부 힘센서 F3가 입수하기 시작하는 지점부터는 거의 동일한 결과를 보여주었다. Model I과 마찬가지로 국부 힘과 전체 압력 분포를 적분한 수직방향 힘이 다소 일관성 없는 결과를 보여주고 있지만 그 차이는 그렇게 크지 않았다. 수치 모델의 이론적 특성과 실험 오차에 의한 것으로 생각되며 이러한 차이를 규명하기 위해서는 보다 체계적인 연구가 더 필요할 것으로 생각된다.

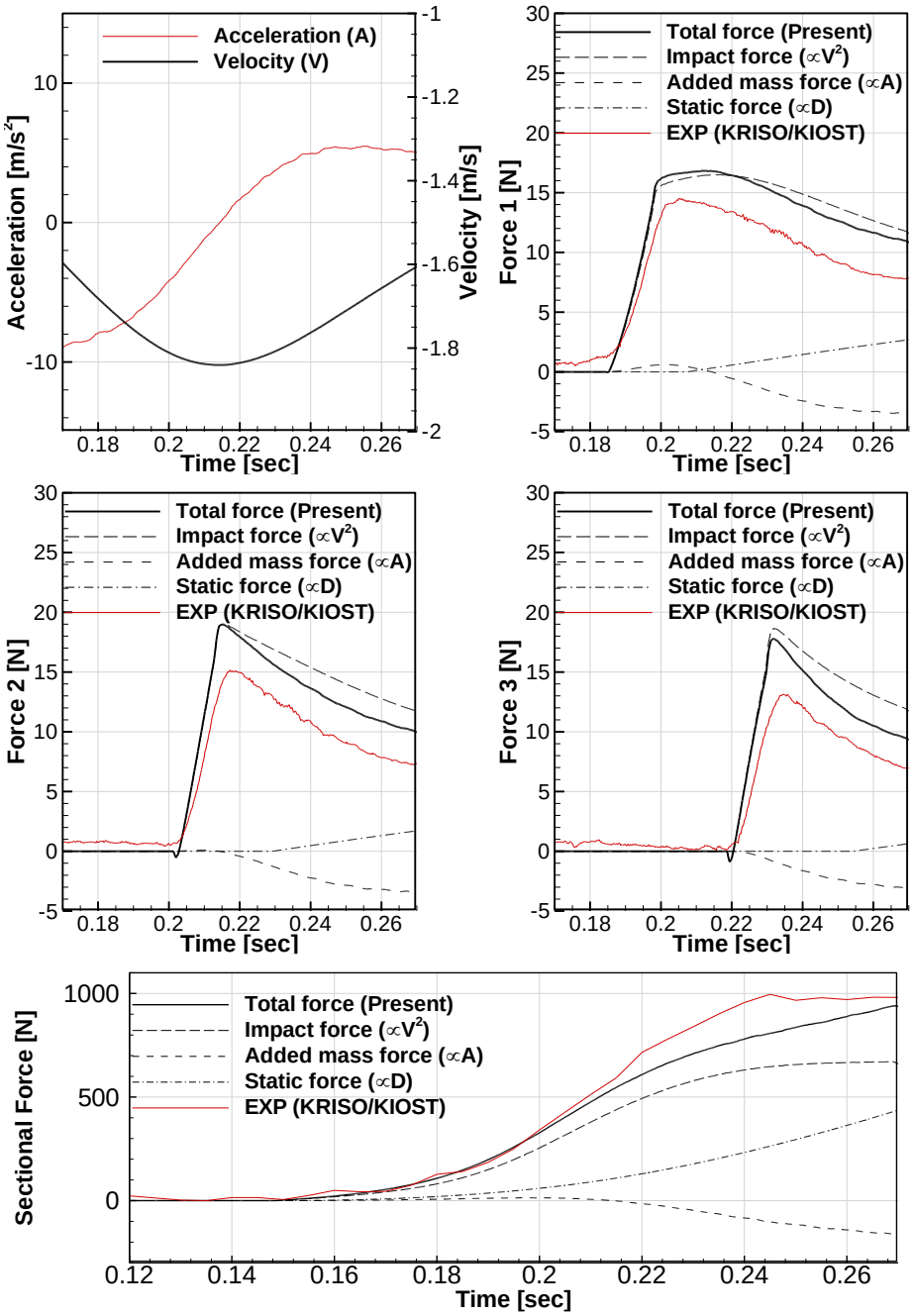


Fig. 3.16 Time histories of motion and force signals (Model I, drop height of 170 mm)

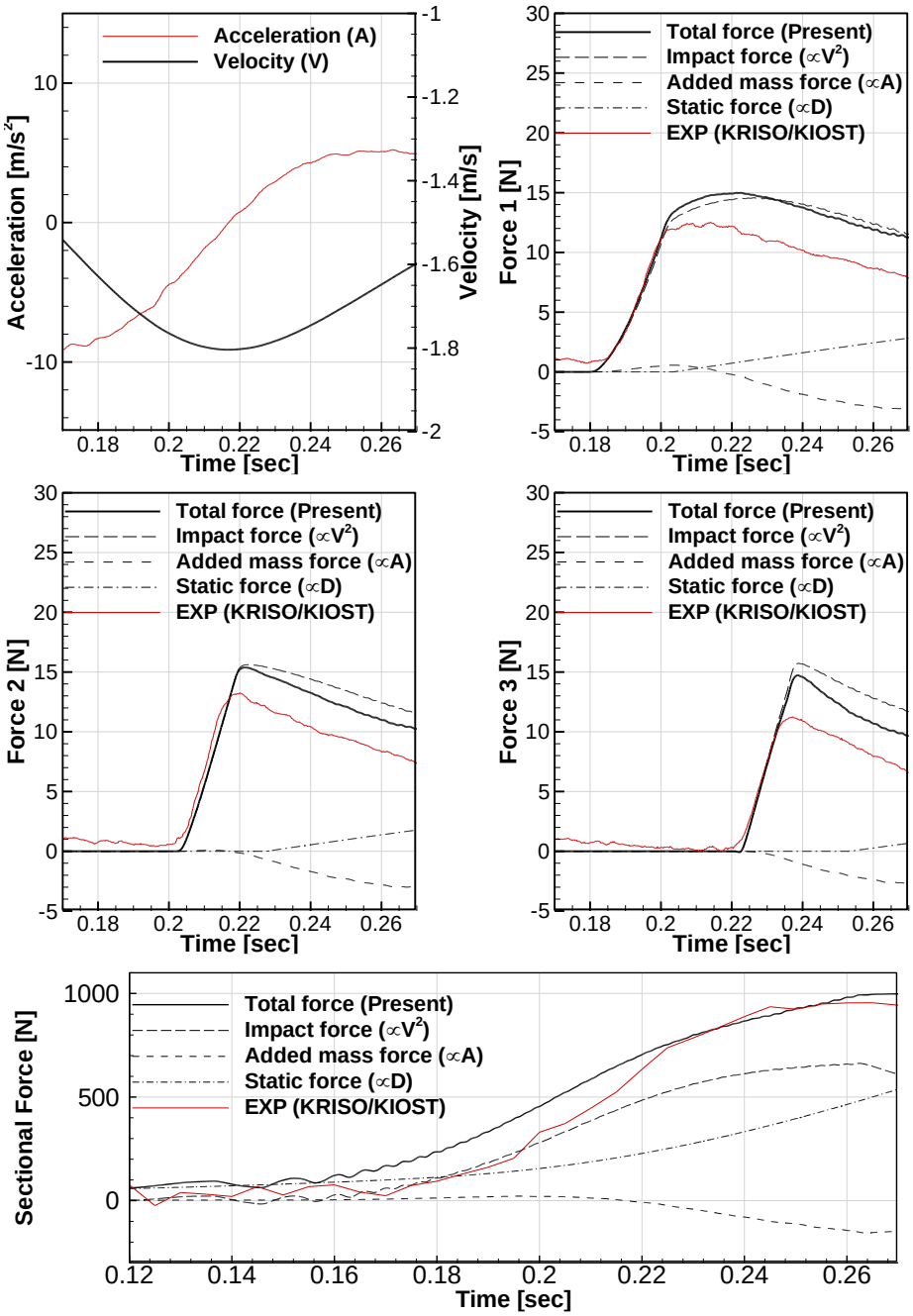
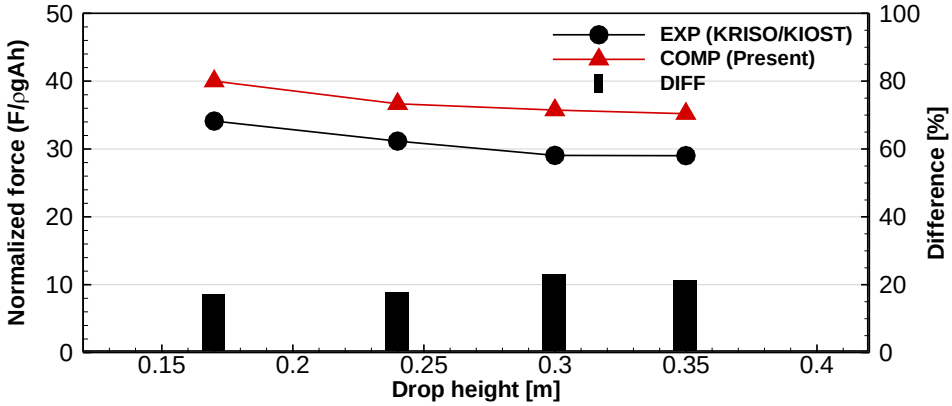
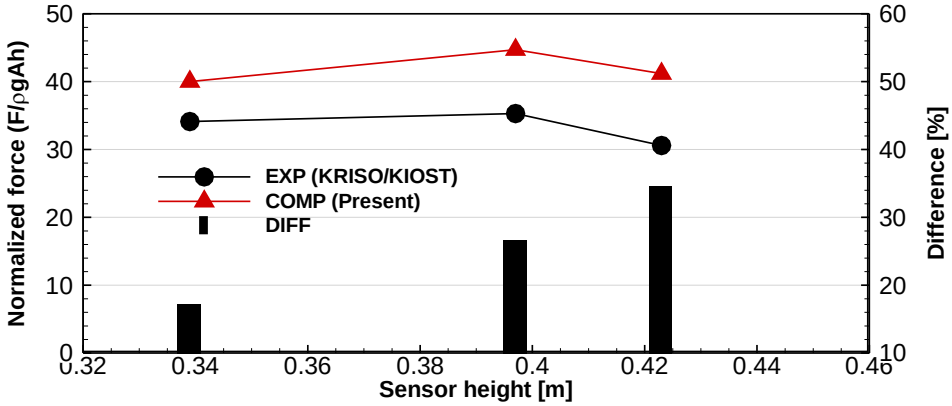


Fig. 3.17 Time histories of motion and force signals (Model II, drop height of 170 mm)

수치 해석 결과와 실험 결과의 전체적인 경향성을 분석하기 위하여 국부 힘 피크를 낙하 높이를 이용하여 정규화하여 Fig. 3.18와 Fig. 3.19에 비교하였다. 자유 낙하 시험에서는 등속도 낙하가 아니기 때문에 입수 순간의 속도의 제곱을 이용하더라도 엄밀한 정규화가 불가능하다. 왜냐하면 가속도 성분에 의한 압력과 유체정역학적 압력이 포함되기 때문이다. Model I와 Model II에서 발생하는 수치 해석 결과와 실험 결과와의 차이는 비슷한 수준으로 약 20%정도이다. 낙하 높이의 영향은 작은 편이나, 국부 힘센서의 위치가 높아지면 실험과 계산의 차이가 벌어졌다. 이는 수치 해석 모델이 입수 초기 단계에 근거한 이론이기 때문으로 볼 수 있다.

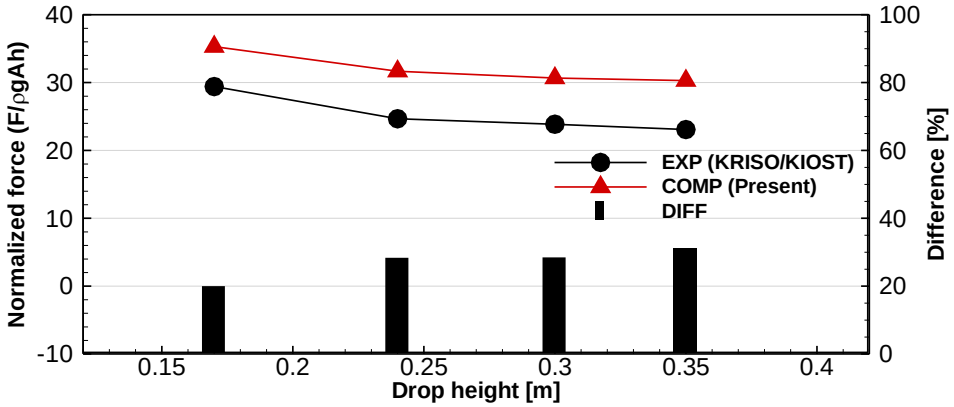


(a) Normailzed forces at F1 with variation in drop height

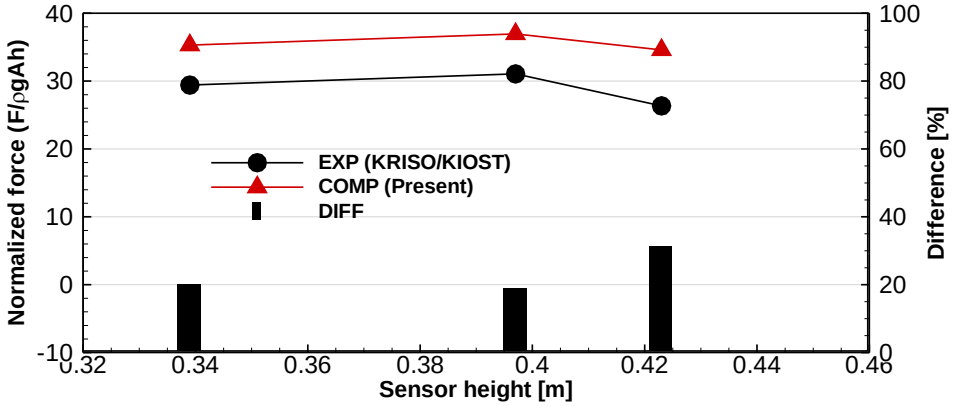


(b) Normailzed forces at F1, F2, and F3 with drop height of 170 mm

Fig. 3.18 Comparison of normalized forces on Model I



(a) Normailzed forces at F1 with variation in drop height



(b) Normailzed forces at F1, F2, and F3 with drop height of 170 mm

Fig. 3.19 Comparison of normalized forces on Model II

2차원의 일반화된 Wagner 이론을 이용하여 얻은 쐐기 모형 및 선체의 선수부 단면의 슬래밍 하중은 실험 결과와 비슷하였다. 특히 선저각이 30도 이하일 경우에는 실험 결과와 매우 유사한 수치 해석 결과를 얻을 수 있었으며, 실제 선체의 선수부 단면의 경우에는 수치 해석 결과가 약 20% 큰 값을 보였다. 다만 선수부 단면의 실험에서는 계측 센서의 문제를 포함한 실험 오차에 대한 평가가 수행되지 않았기 때문에 발생한 20%의 차이의 분석은 불가능하였다.

3.2.5. 규칙파중 선수 플레어 슬래밍 및 휘핑 응답 비교

선박이 빠른 속도 거친 해상 상태를 운항하게 되면 큰 상하동요 (heave) 및 종동요 (pitch)가 발생하며 이때 강한 슬래밍 하중이 선수부에 발생하기도 하는데 이를 선수 플레어 슬래밍 (bow flare slamming)이라고 한다. 선부 플레어의 넓직한 형상 때문에 발생하는 것으로 쐐기 모형의 입수에서 발생하는 충격 하중과 유사하다. 본 장에서는 일반화된 Wagner 모델 (GWM)을 이용하여 슬래밍 하중을 계산하였으며 쐐기 형상 근사법을 이용할 경우의 응답은 3.4.1장에 비교하도록 한다.

Fig. 3.20에 규칙파에서의 10,000-TEU 컨테이너선의 선수 플레어 슬래밍과 그에 따른 휘핑을 비교하였다. 이 해상 상태에서는 조우 주파수의 4배가 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 주파수와 일치하여 4차의 스프링잉도 함께 발생하였다. 선체 중앙부에서의 수직 굽힘 모멘트는 파랑 주파수 (wave frequency) 성분, 휘핑 성분, 스프링잉 성분으로 구성되어 있다. 계산과 실험이 비슷한 경향을 보여주고 있으나 60초 부근의 피크는 실험 결과가 크며 63초 부근의 피크는 계산 결과가 더 크다. 이 해상 조건에서는 선수부가 완전히 입수되고 갑판에 갑판침입수 (green water)가 발생하는 것이 실험 영상에서 확인되었다. 이부분에 대해서는 3.4.3장에서 다시 논의하도록 한다.

선형 및 약 비선형의 추가적인 수치 해석을 수행하여 고주파수 (high frequency) 성분인 스프링잉과 휘핑을 분리하였다. 2절점 수직 굽힘의 고유 진동은 Fig. 3.20의 60초 근방에서 급격하게 커지고 그 후 3주기 동안 감쇠하는 모양이며 이 진동이 바로 휘핑이다. 반면에 스프링잉 성분은 그 진폭이 크지는 않지만 휘핑과 약 90도 정도의 위상차이를 가지고 거의 비슷한 진폭으로 진동하고 있는 것을 알 수 있다. 휘핑 기진력은 선수 플레어 슬래밍 및 선미 슬래밍 (stern slamming)으로 각 슬래밍 단면에 발생하는 수직

방향의 슬래밍 힘에 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 벡터를 내적하여 얻을 수 있다. 60초 부근에서 큰 피크를 갖는 성분은 선부 플레어 슬래밍에 의한 것이고 62초 부근에 작은 피크를 갖는 성분은 선미 슬래밍에 의한 것이다. 이 해상 조건에서의 선미 슬래밍은 거의 무시할만한 수준으로 생각된다.

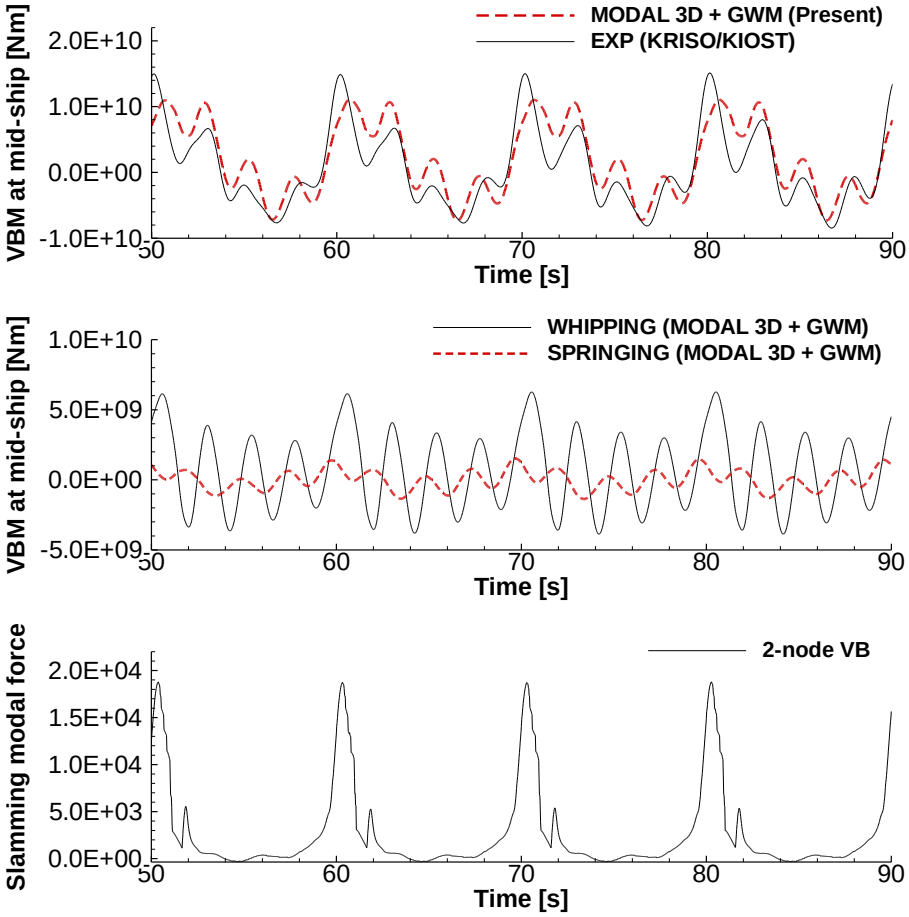


Fig. 3.20 Bow flare slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in head sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 18.0 knots)

규칙파중 18,000-TEU 컨테이너선의 휘핑 응답을 Fig. 3.21에 나타냈다. 실험과 계산이 매우 비슷한 결과를 보여주었으며, 이 운항 조건에서는 선수 갑판의 침수가 발생하지 않았다. 분리된 휘핑 응답과 그 기진력을 비교해보면 휘핑을 일으키는 성분은 주로 선수 플레어 슬래밍인 것을 알 수 있다.

이는 Fig. 3.21의 138초 부근의 성분으며 선미 슬래밍에 의한 성분은 142초 부근으로 무시할수 있는 크기는 아니지만 휘핑에는 큰 영향을 주고 있지 않다.

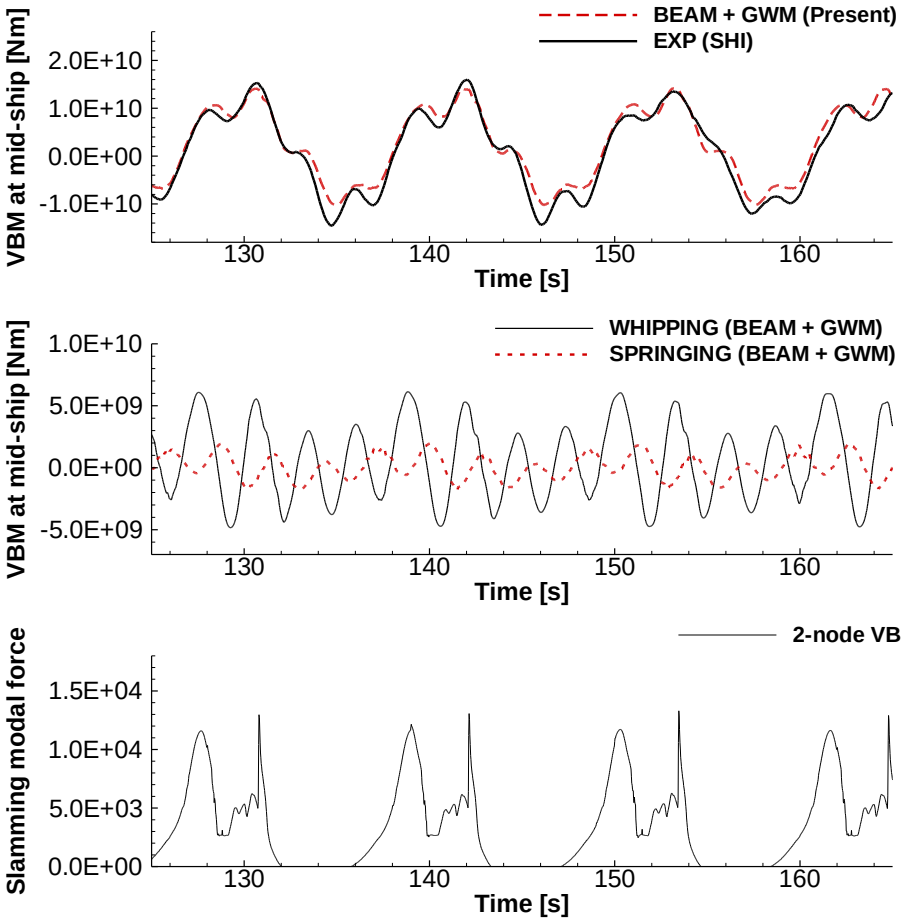


Fig. 3.21 Bow flare slamming and whipping responses of the 18,000-TEU containership in head sea (T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots)

3.2.6. 규칙파중 선미 슬래밍 및 휘핑 응답 비교

컨테이너선처럼 선미부의 선저가 평평한 경우에 선미 슬래밍 (stern slamming)이 발생할 수있는데 선박의 속도가 느리거나 선미파를 받는 경우에 쉽게 발생한다. 정박되어 있는 경우에도 충분히 발생할 수 있다. 선미 슬

래밍과 휘핑 응답을 Fig. 3.22와 Fig. 3.23에 나타내었다. 분리된 휘핑 응답을 살펴보면 진폭이 기진되는 부분이 매우 명확하게 나타난다. Fig. 3.22의 60초 부근과 Fig. 3.23의 63초 부근에서 선미 슬래밍이 발생하고 있으며 이 때의 휘핑 기진력은 매우 날타롭게 나타났다. 이는 선수 플레어 슬래밍과 달리 선저각이 작아 강한 충격 하중이 짧은 시간에 발생한 것이다.

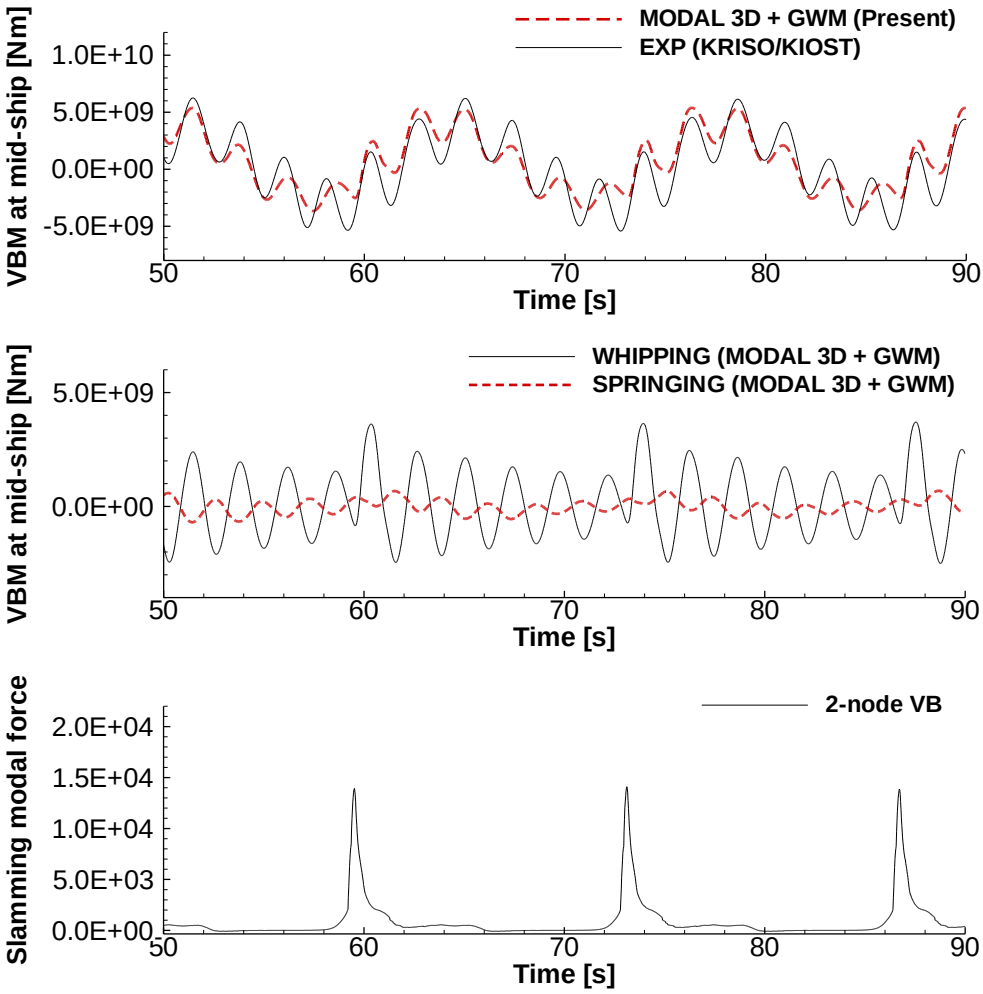


Fig. 3.22 Stern slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in following sea (T=13.6 s, H=9.0 m, 0.0 knots)

선미 슬래밍은 선저각이 작기 때문에 입수되는 깊이가 얕아져 선박의 운동에 매우 민감한 슬래밍 하중이 발생한다. Fig. 3.22에 나타낸 조건에서는

수치 해석 결과가 실험 결과보다 약간 큰 휘핑 응답을 보였지만 Fig. 3.23에 나타낸 조건에서는 작은 휘핑 응답을 보였다. 이러한 차이는 선미 슬래밍이 선박의 운동에 매우 민감하기 때문에 발생한 것으로 생각된다. 또한 날카롭게 잘린 선미부의 형상 때문에 발생하는 3차원 효과와 선미파에 수직인 트랜섬 (transom)에 의해 회절되는 입사파의 영향도 있을 것으로 생각된다.

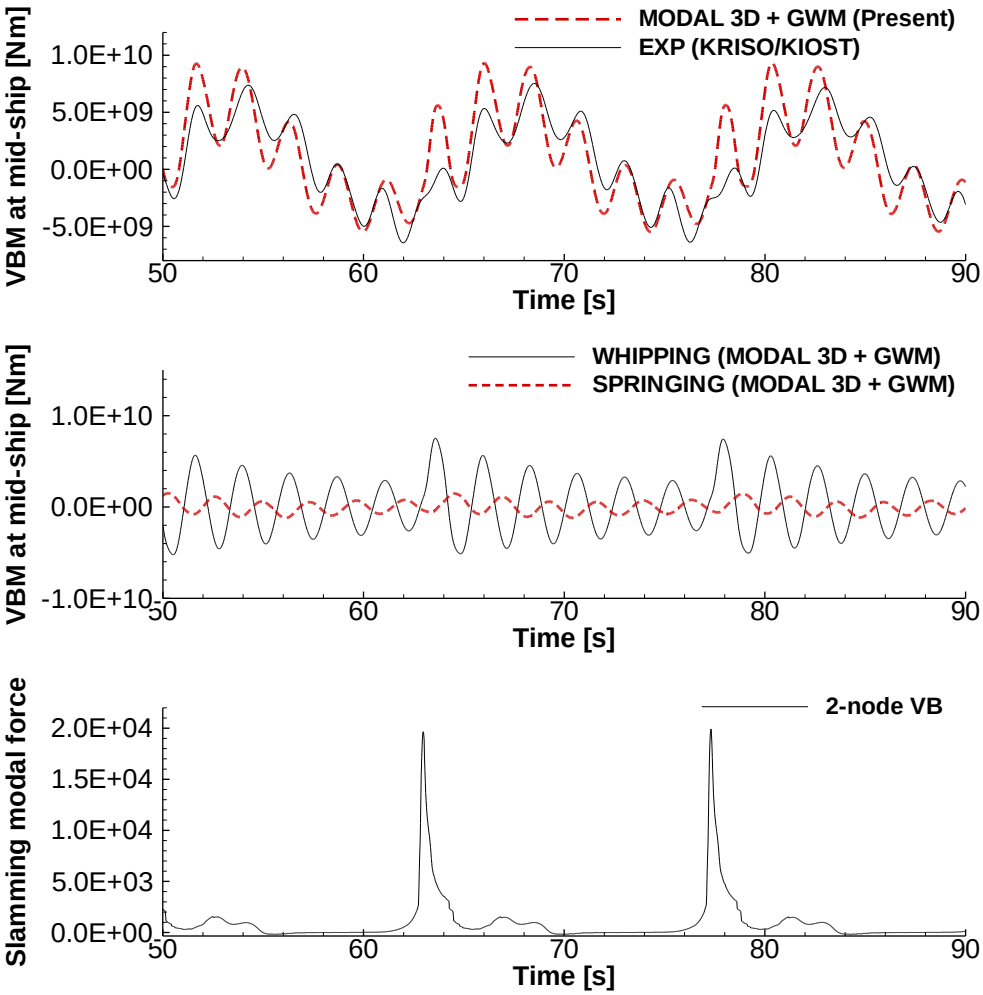


Fig. 3.23 Stern slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in following sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 0.0 knots)

3.2.7. 규칙파중 복합 슬래밍 및 휘핑 응답 비교

본 장에서는 3.2.5장과 3.2.6장에서 알아본 선수 플레어 슬래밍과 선미 슬래밍이 순차적으로 발생하는 경우의 응답에 대해 비교한다. Fig. 3.24와 Fig. 3.25에 선수 플레어 슬래밍과 선미 슬래밍이 순차적으로 발생하는 경우의 결과를 나타내었다. 우선 실험 결과와 계산 결과가 서로 비슷한 수직 굽힘 모멘트를 보여주었으며 고주파 성분의 크기도 비슷하다.

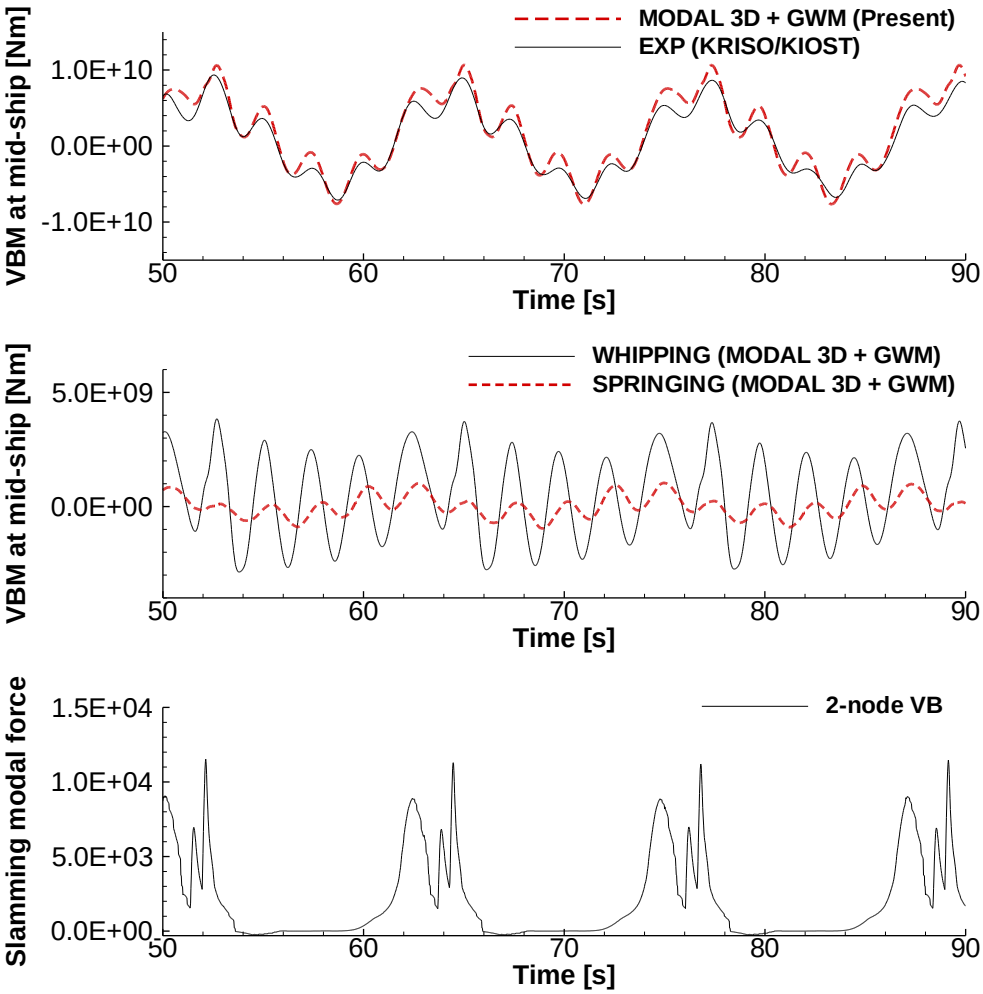


Fig. 3.24 Bow flare slamming and whipping responses of the 10,000-TEU containership in head sea (T=15.0 s, H=12.0 m, 10.0 knots)

Fig. 3.24의 62초 부근에서 선수 플레어 슬래밍에 의해 휘핑이 야기되고 65초 부근에서 선미 슬래밍에 의해 다시 한번 휘핑이 야기되는 것을 볼 수 있다. 이러한 순차적인 슬래밍에 의해 휘핑 응답의 위상이 변화하였고 그 이후 다음 선수 플레밍 슬래밍이 발생하기 전인 75초까지 과도적 진동을 보였다. Fig. 3.25에서도 비슷한 응답이었으며, 전진속도가 조금 더 느려 선미 슬래밍이 강한 것을 알 수 있다. 즉, 선속이 빠를수록 선수 플레어 슬래밍이 강해지며 선속이 느릴수록 선미 슬래밍이 강해진다.

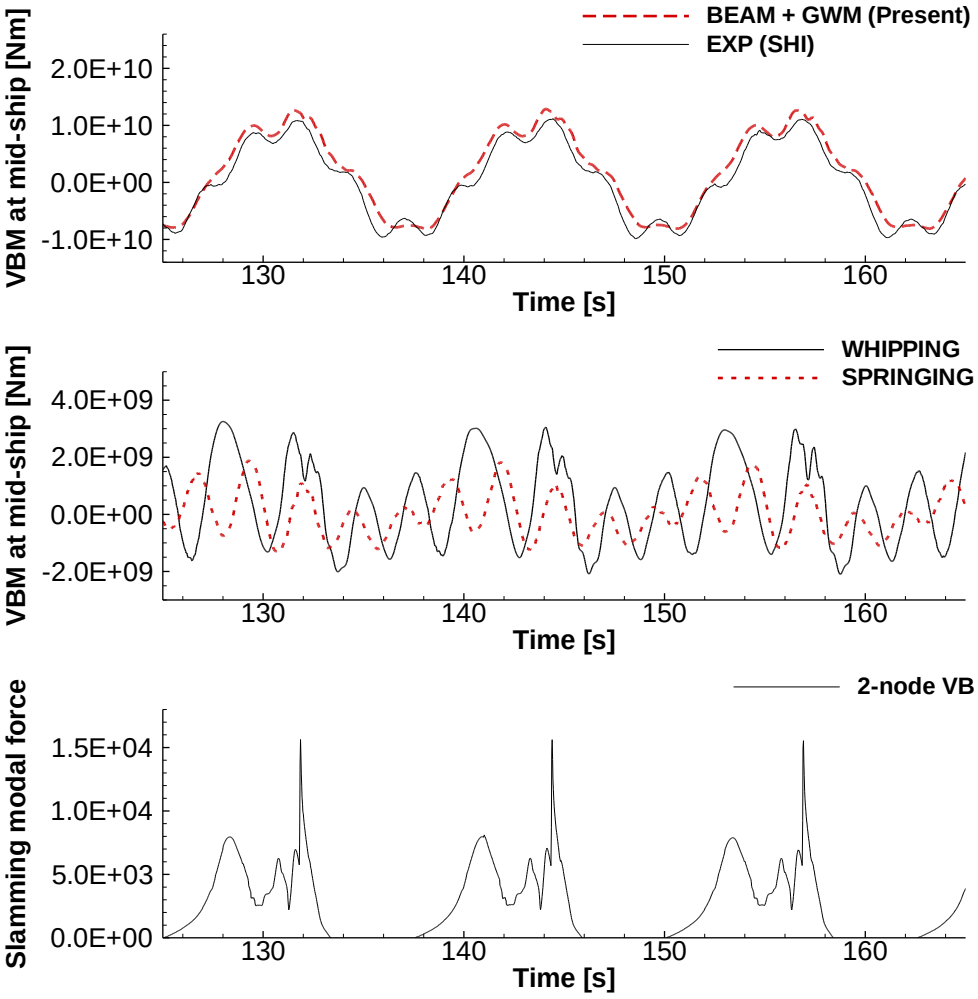


Fig. 3.25 Bow flare and stern slamming and whipping responses of the 18,000-TEU containership in head sea (T=14.0 s, H=12.2 m, 5.0 knots)

3.2.8. 규칙파중 선수 슬래밍 하중 비교

본 장에서는 규칙파중에 발생한 선수 슬래밍 압력과 국부 힘에 대해서 실험 결과와 계산 결과를 비교한다. 3.2.5장에서 선수 슬래밍 및 휘핑이 발생한 조건에서의 슬래밍 하중을 비교한다. WILS JIP 3에서는 Fig. 3.26에 나타낸 것처럼 총 14개의 국부 힘센서를 선수 플레어에 설치하여 그 힘을 측정하였다 (KRISO/KIOST, 2014). 수치 해석에서는 동일한 위치에 슬래밍 단면을 위치시켜 각 센서의 위치에서의 슬래밍 압력을 계산하였다.

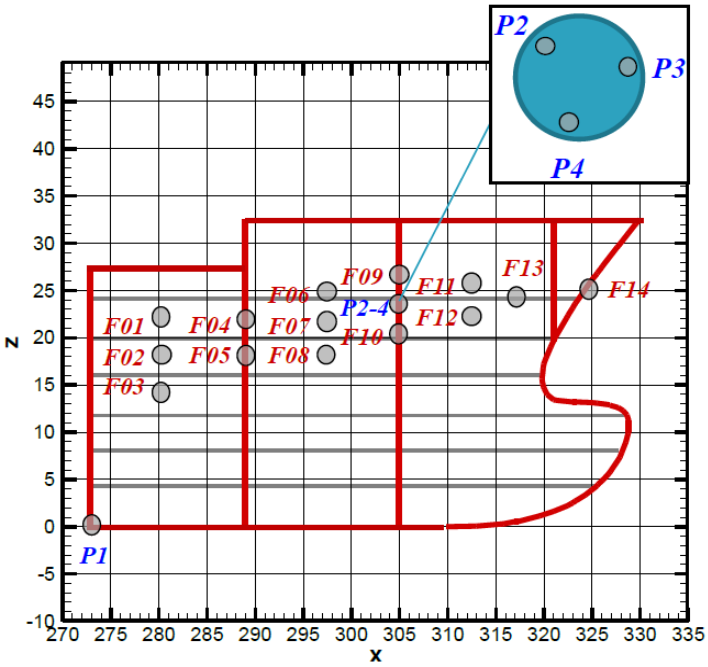


Fig. 3.26 Local force sensors on bow flare of 10,000-TEU containership (KRISO/KIOST, 2014)

10,000-TEU 컨테이너선에 발생한 슬래밍 국부 힘을 Fig. 3.27에 비교하였다. 이 운항 조건에서의 휘핑 응답은 Fig. 3.20에 나타낸 것과 같다. 수치 해석 결과는 일반화된 Wagner 모델로 얻어진 유체동역학적 성분에 유체정역학적 성분을 더한 값이며, 휘핑을 야기하는 성분은 따로 분리하여 GWM

(impact)로 표시하고 비교하였다. 60초 부근에서 발생하는 슬래밍 하중은 계산이 실험보다 작은 결과를 보여주었다. 실험 결과에서만 발생한 64초 부근의 고주파 진동은 갑판침입수에 의해 발생한 진동이다. 수치 해석 결과는 선수부가 완전히 입수하면 이론적인 한계로 더이상 압력을 계산하지 못하지만 실제로는 압력이 계속 발생하며 이는 54초와 56초 사이의 구간에 해당한다. 규칙파 응답에도 불구하고 실험 결과에서는 고르지 못한 슬래밍 응답을 보였으며 계산에서는 이러한 오차로부터 비교적 자유롭기 때문에 상대적으로 고른 슬래밍 응답을 보였다.

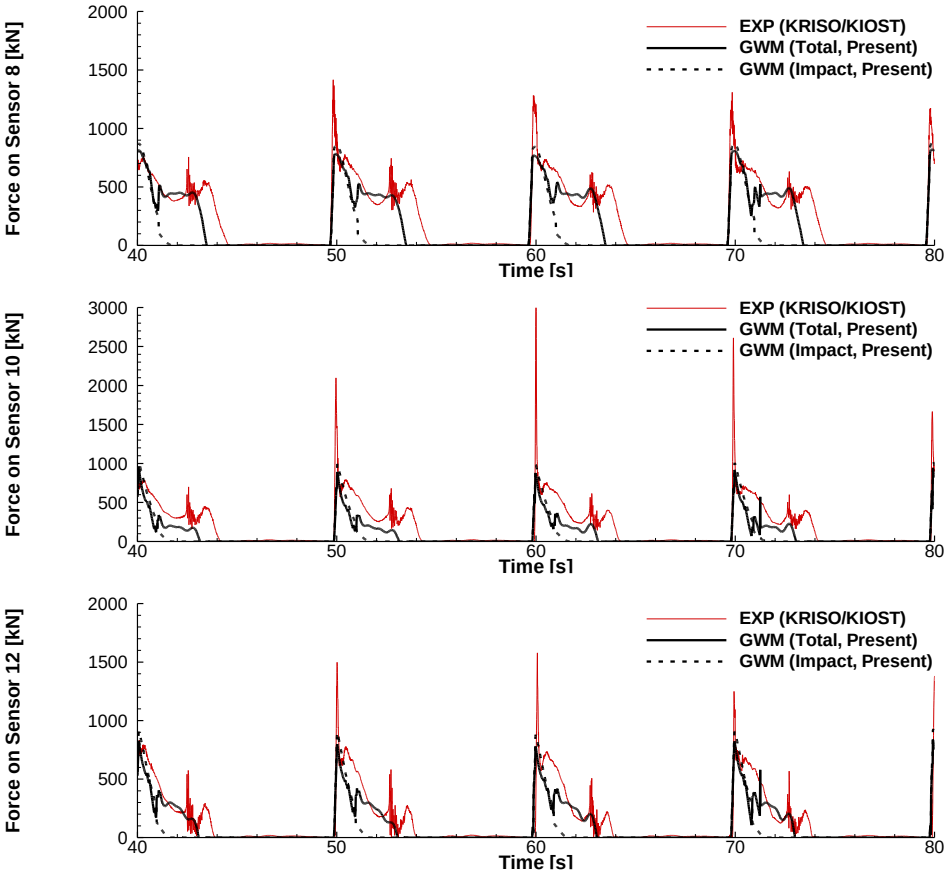


Fig. 3.27 Local slamming forces on the 10,000-TEU containership in head sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 18.0 knots)

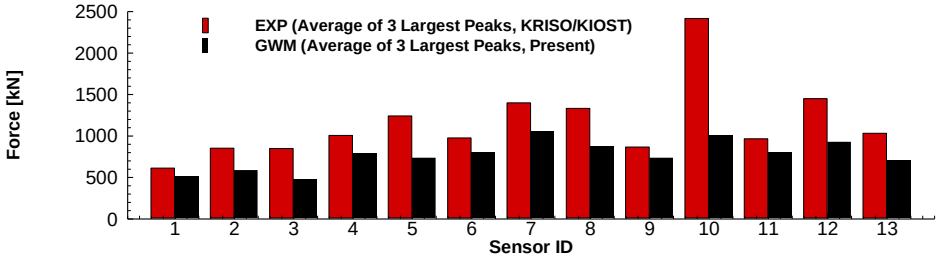


Fig. 3.28 Spatial distribution of local slamming forces on the 10,000-TEU containership in head sea (T=14.3 s, H=12.0 m, 18.0 knots)

Fig. 3.28에 실험과 계산으로 얻어진 슬래밍 하중의 평균값을 비교하였다. 실험에서는 힘센서 F10에서 가장 큰 슬래밍 하중이 발생하였으나 계산에서는 힘센서 F07에서 가장 큰 슬래밍 하중이 발생했다. 최댓값이 발생하는 센서의 위치와 최댓값의 크기에서 실험과 계산이 차이를 보여주고 있지만 전체적인 경향성은 비슷하며 전반적으로 계산 결과가 약 20% 작은 값을 보였다.

18,000-TEU 컨테이너선의 모형선에는 Fig. 3.29에 나타낸 것처럼 선수 플레어에 총 6개의 센서가 설치되어 압력이 계측되었다. 압력센서 P1과 P2는 선미수선 (AP), 중심선 (center line), 용골선 (keel line)으로부터 각각 (372.45 m, 11.32 m, 25 m)와 (372.45 m, 5.35 m, 20 m) 떨어진 곳에 설치되었다.

Fig. 3.29 Pressure sensors on bow flare of 18,000-TEU containership

Fig. 3.21의 휘핑 응답이 발생할 경우의 슬래밍 압력을 Fig. 3.30에 나타냈다. 전반적으로 실험과 계산이 비슷한 결과를 보여주고 있으며, 피크의 최댓값은 실험에서 크게 나타났다. 그러나 차이를 보이는 부분의 그 면적은 작아서 휘핑에는 거의 영향이 없을 것으로 생각된다. 상대적으로 갑판쪽에 위치한 압력센서 P1에서의 압력은 대부분이 슬래밍 성분이었으며, 선저부에 가깝게 위치한 압력센서 P2에서의 압력은 부가 질량 및 유체정역학적 성분이 많이 포함되어 있다. 그러나 이 성분들은 휘핑에는 거의 영향을 미치지 않을 것으로 생각된다. 왜냐하면 Fig. 3.30의 결과 뿐만 아니라 3.2.3장과 3.2.4장에서도 확인된 것처럼 이 성분들은 시간축에 대하여 매우 완만한 곡선 형태이며 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 진동을 기진시키기에는 그 주기가 너무 길기 때문이다.

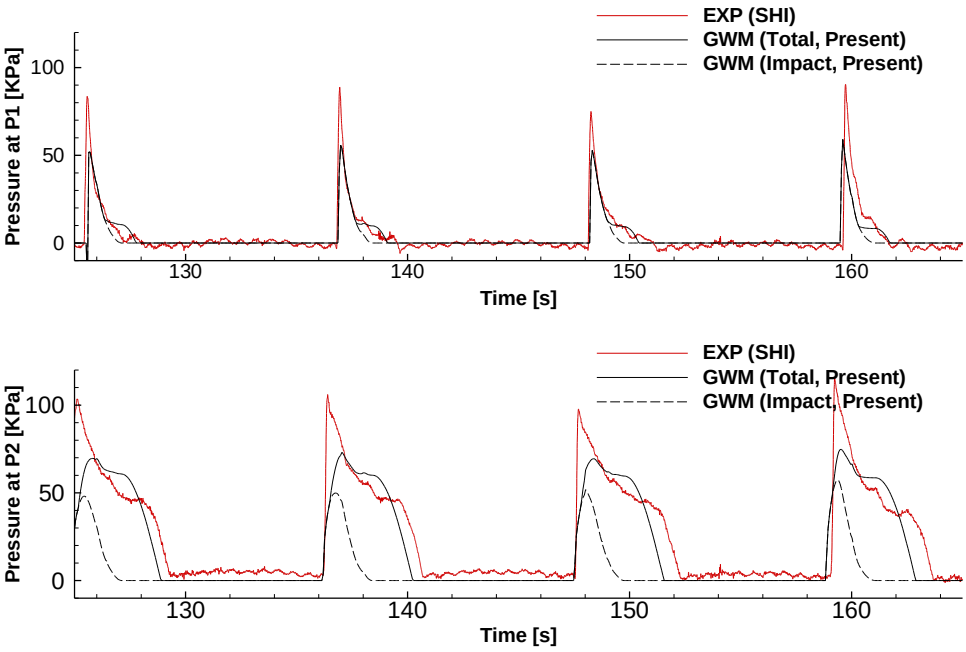


Fig. 3.30 Bow flare slamming pressures of the 18,000-TEU containership in head sea (T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots)

3.2.9. 규칙파중 슬래밍-휘핑 응답의 경향성 비교

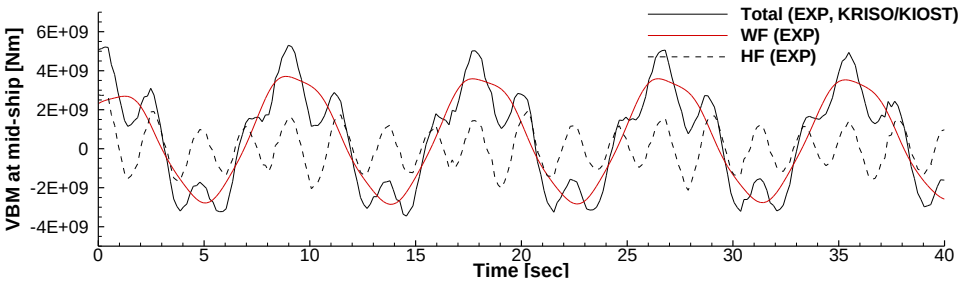
WILS JIP 3의 2차년도 실험에서는 매우 다양한 운항 조건에 대해서 슬래밍-휘핑 실험이 수행되었다. 본 장에서는 파장, 파고, 선속의 파라미터를 다양하게 바꾸어 해석을 수행하고 그 결과를 실험 결과와 비교한다. 이에 앞서 실험에서 계측된 응답의 분석을 통해 실제로 어떤 현상들이 발생했는지 Fig. 3.31에 세가지로 정리하여 비교하였다. 실험에서 계측된 시계열에 저역 필터와 고역 필터를 사용하여 응답을 파랑 주파수 (wave frequency, WF) 성분과 고주파수 (high frequency, HF) 성분으로 나누어 같이 비교하였다. 여기에서 양의 부호는 새깅(sagging)을 음의 부호는 호깅 (hogging)을 의미한다.

먼저 Fig. 3.31 (a)의 경우에는 고주파수 성분이 약 19초 부근에서 호깅 방향으로 증폭되는 것을 알 수 있다. 이 때의 총 수직 굽힘 모멘트는 아직 새깅 상태이다. 선수부와 선미부의 접수 면적이 노출되면서 Froude-Krylov 힘과 복원력을 상실하여 이 힘들에 의해 고주파수 진동이 야기된 것으로 보이며 이는 스프링잉에 해당한다. 이 부분에는 18초 부근에 발생한 슬래밍 하중의 상실도 포함되어 있겠지만 18초 부근에서 고주파수 성분이 진폭이 커지지 않았으므로 양은 미비한 것으로 추측된다. 조우 주파수와 고유 주파수와의 관계로 보아 이 조건에서는 4차 스프링잉이 강하게 발생하였다.

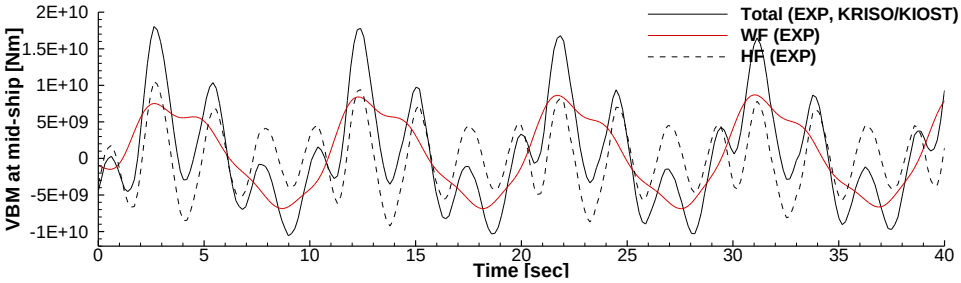
다음 Fig. 3.31 (b)의 경우는 22초 부근에서 고주파수 성분이 새깅 방향으로 강하게 진폭되는 것을 알 수 있는데 전형적인 선수 플레어 슬래밍에 의한 휘핑으로 볼 수 있다. 총 수직 굽힘 모멘트도 새깅 상태이며 기진되는 고주파수 성분도 새깅 방향이다.

마지막으로 Fig. 3.31 (c)의 경우는 Fig. 3.31 (b)의 경우와 마찬가지로 19초에서 강하게 슬래밍-휘핑이 발생하였으나 다음 피크에서 고주파수 성분의

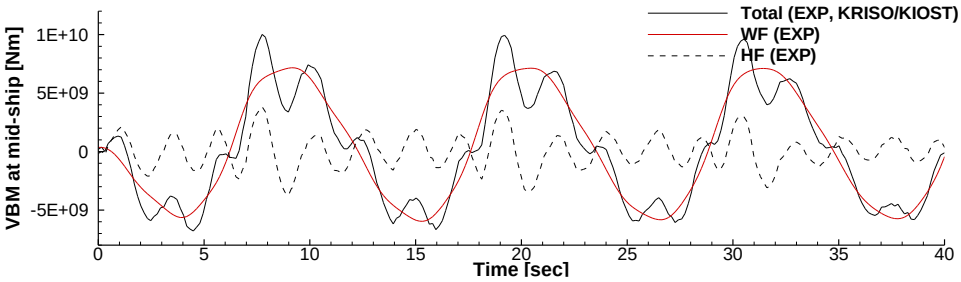
진폭이 급격히 작아지는데 이는 갑판에 작용한 간판침입수에 의한 것이다. 간판침입수가 휘핑 응답을 작게 만든 이유는 하중과 고유 진동의 위상차이에 의한 것으로 조건에 따라 휘핑을 키우는 방향으로도 작용할 수 있다.



(a) Springing dominant case in high frequency oscillation (heading: 180 deg., speed: 18.0 knots, T: 12.8 sec, H: 6.0 m)



(b) Slamming-whipping dominant case in high frequency oscillation (heading: 180 deg., speed: 18.0 knots, T: 13.6 sec, H: 12.0 m)



(c) Slamming-whipping with greenwater case in high frequency oscillation (heading: 180 deg., speed: 18.0 knots, T: 15.7 sec, H: 12.0 m)

Fig. 3.31 Comparison of different high-frequency vibrations for the 10,000-TEU containership

총 50개의 규칙파 조건에서 3차원 유한요소모델과 일반화된 Wagner 모델을 이용하여 수치 해석을 수행하였고, 파랑 주파수 성분과 고유 주파수 성

분을 분리하여 각각의 진폭을 Fig. 3.32-Fig. 3.36에 실험 결과와 비교하였다.

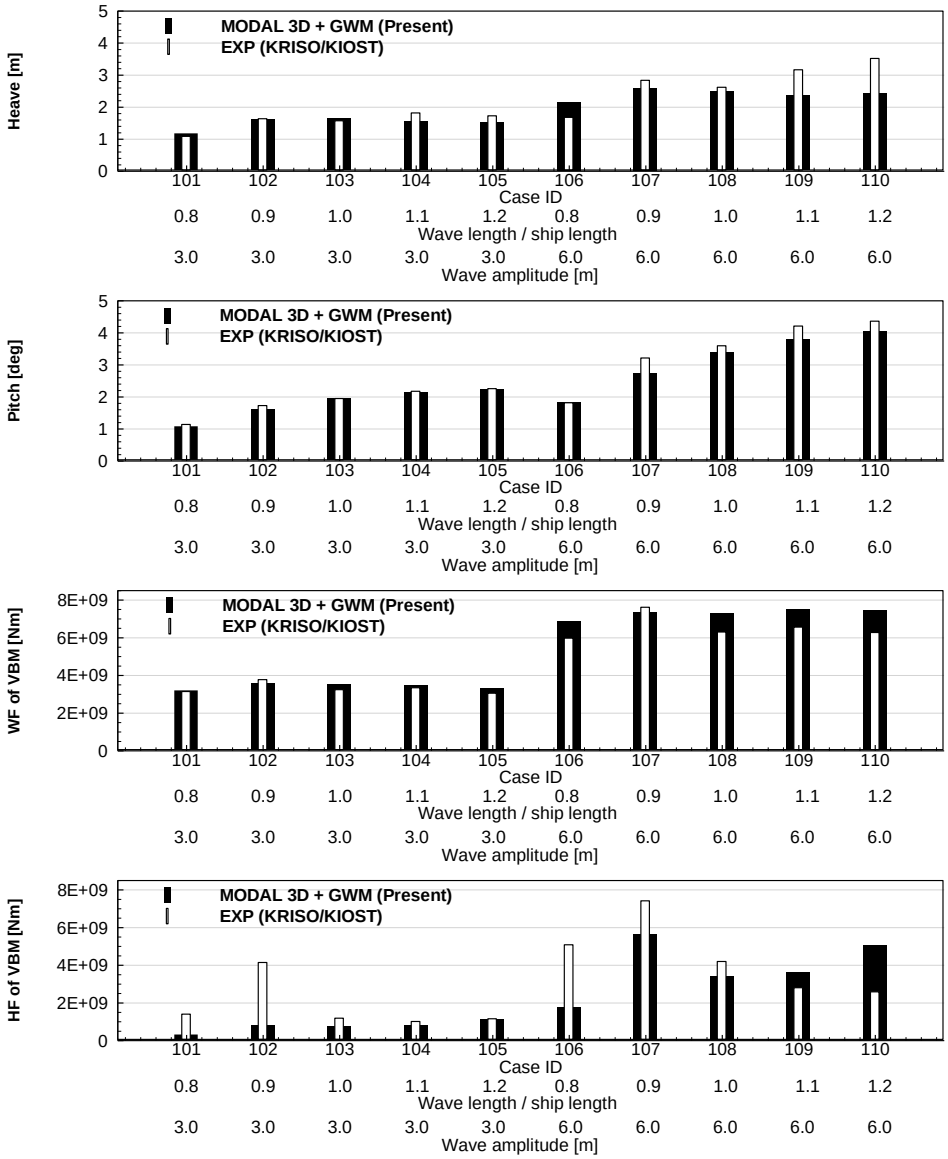


Fig. 3.32 Parametric analysis result of bow flare slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 18.0 knots)

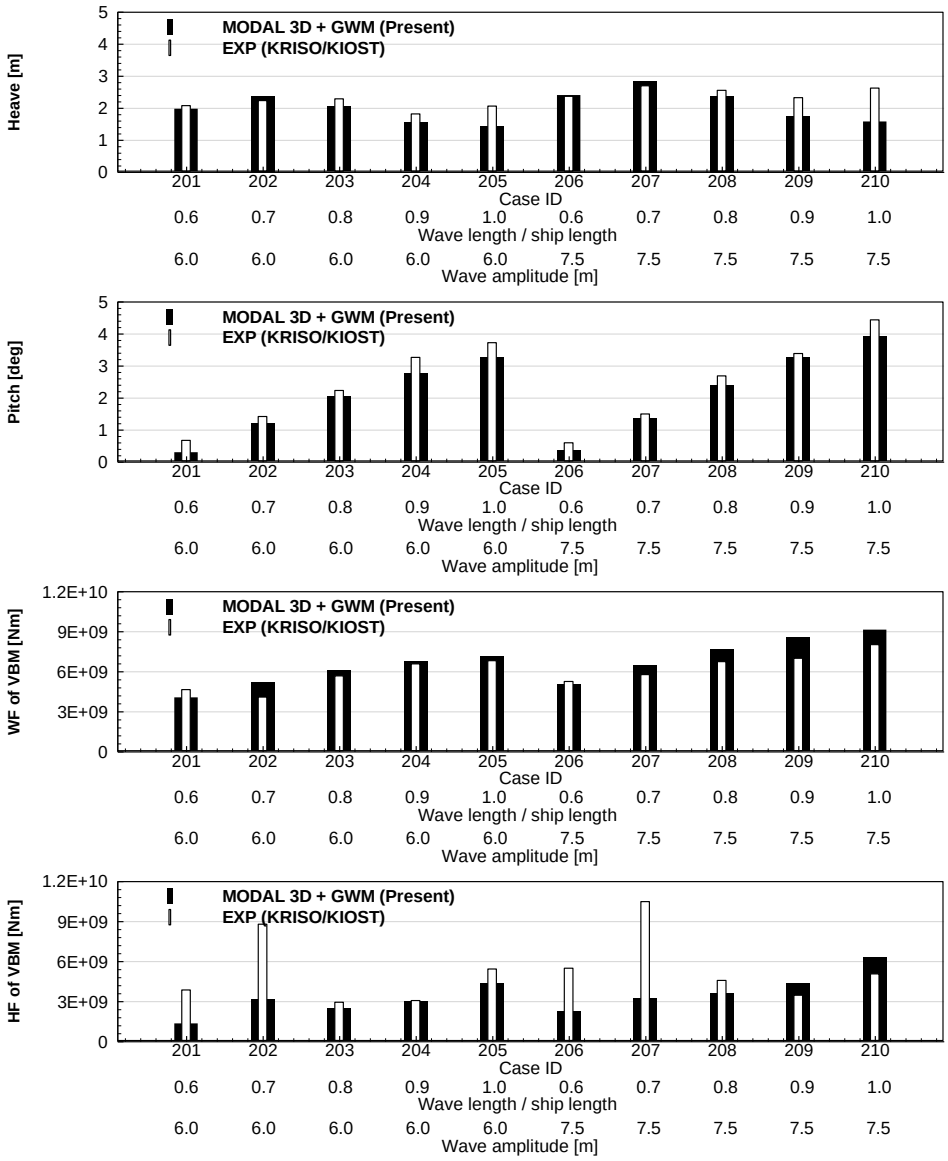


Fig. 3.33 Parametric analysis result of bow flare slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 10.0 knots)

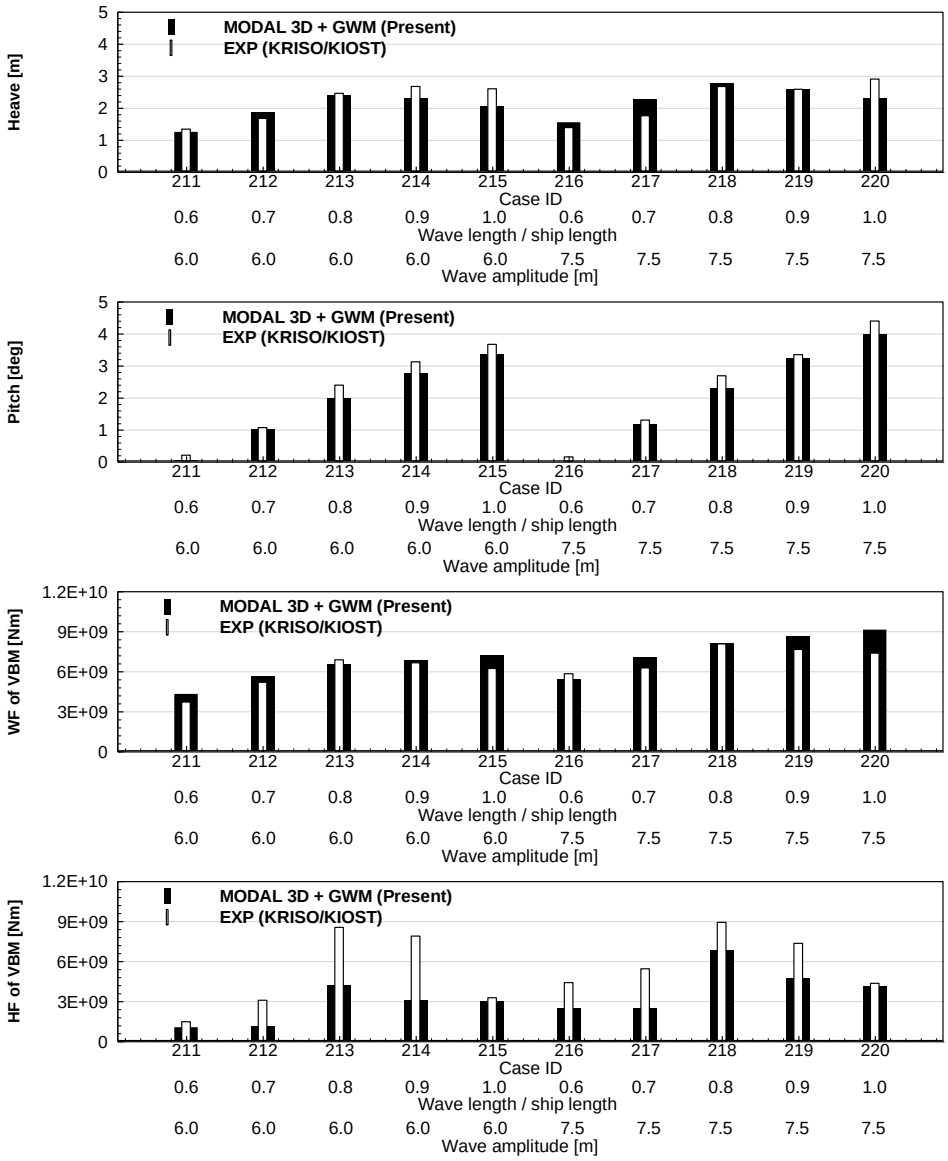


Fig. 3.34 Parametric analysis result of bow flare slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 15.0 knots)

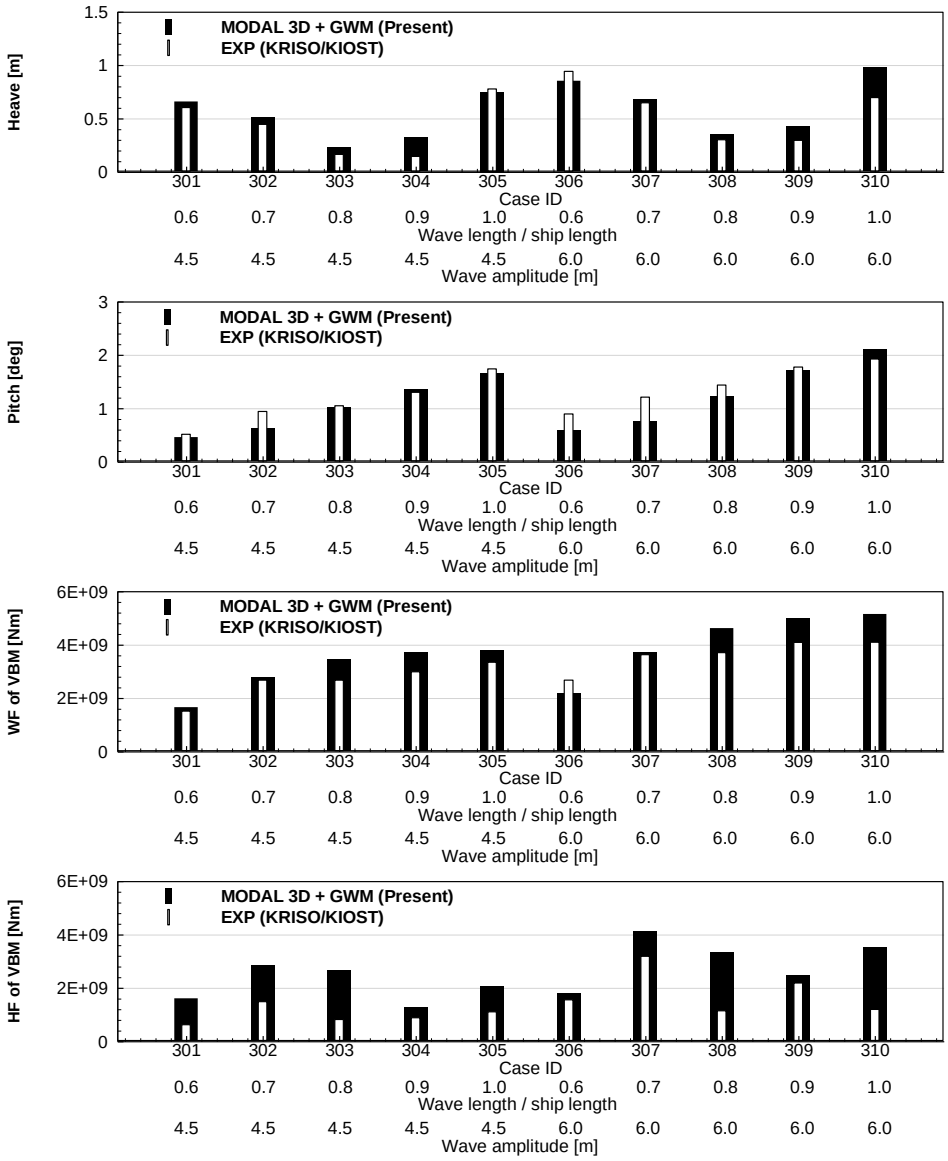


Fig. 3.35 Parametric analysis result of stern slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 0 deg., speed: 5.0 knots)

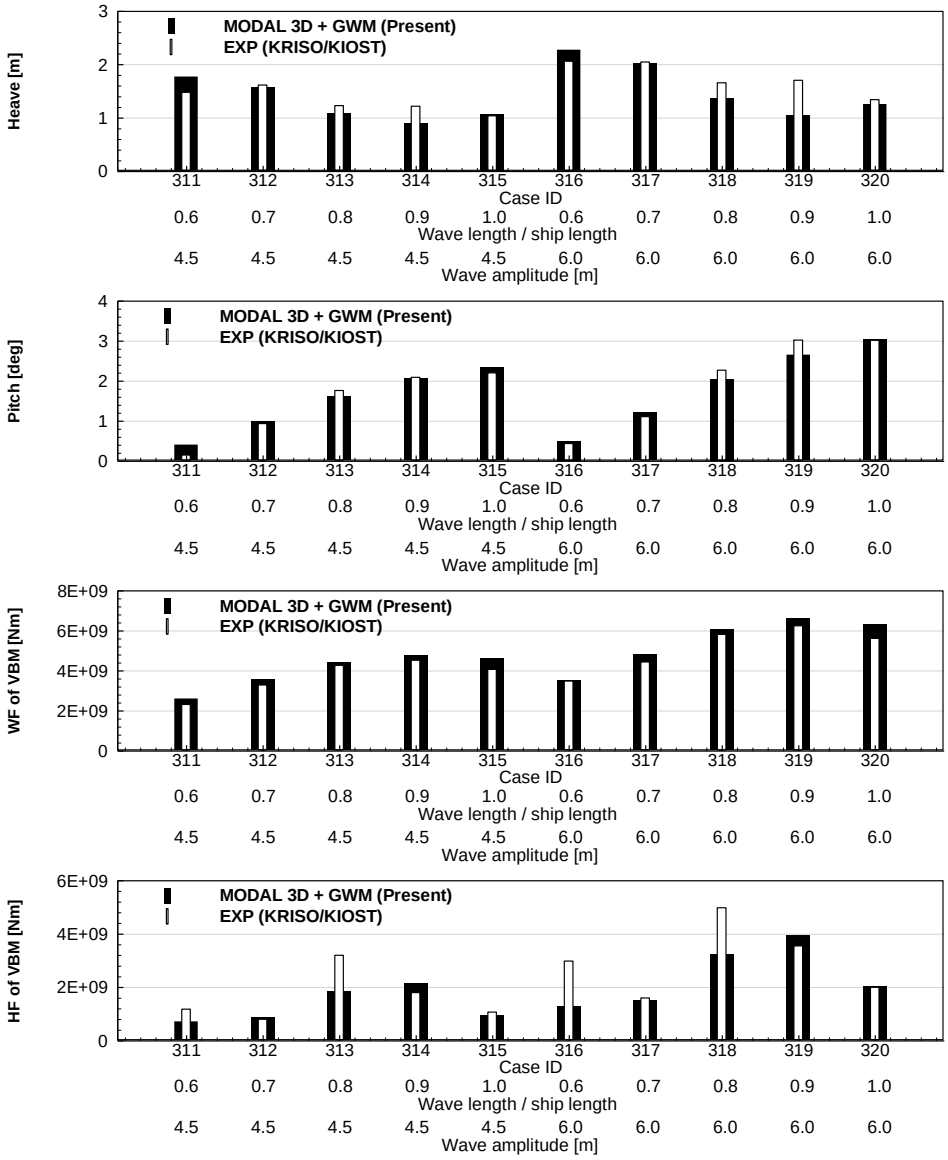


Fig. 3.36 Parametric analysis result of mixed slamming and whipping for the 10,000-TEU containership (heading: 180 deg., speed: 5.0 knots)

Fig. 3.32의 결과는 전진속도 18노트의 선수파중 응답으로 파랑 주파수 성분은 실험과 결과가 거의 동일하였으며, 파장이 길고 파고가 높을 경우에 차이가 발생했다. 그러나 스프링잉과 휘핑이 혼재된 고주파수 성분은 특정 조건에서 계산 결과와 실험 결과의 차이가 컸다. 차이가 크게 발생한 조건은 Case 101, 102, 106으로 4차 스프링잉이 실험에서 크게 발생한 것으로 생

각된다. Case 107, 108, 109, 110에서는 슬래밍-휘핑이 강하게 발생한 것으로 보인다.

전진속도 10노트 및 15노트의 선수파중 응답을 Fig. 3.33와 Fig. 3.34에 비교하였다. 결과의 경향성은 18노트의 결과와 비슷하였으며, 실험과 계산에 차이가 큰 조건은 고차의 스프링잉이 발생하기 쉬운 조건이며, 이러한 모든 조건에서 실험 결과가 계산 결과보다 큰 값을 보였다. 휘핑 응답의 크기는 전진속도가 가장 낮은 10노트인 경우에 계산과 실험이 가장 비슷했다.

선미파중 선미 슬래밍에 대한 결과를 Fig. 3.35에 비교하였다. 선형 성분이 지배적인 운동 응답과 수직 굽힘 모멘트의 파랑 주파수 응답은 계산과 실험이 비슷한 결과를 보였다. 그러나 비선형 스프링잉 및 휘핑에 의한 고주파수 성분은 계산 결과가 실험 결과보다 모든 조건에서 큰 값을 보였다. 수치해석에서는 선체의 입수 상태를 선체의 운동과 회절되지 않은 입사파에 대해서 계산한다. 그렇기 때문에 형상이 뭉툭한 트랜섬에 의해 반사파가 많이 발생하는 선미파의 경우에 이러한 방법은 적절하지 않은 것으로 생각된다. 비선형 스프링잉의 기진력을 계산하기 위한 약 비선형 접근법 또한 같은 맥락으로 파랑을 맞는 부분이 뭉툭할 경우 반사파가 많이 발생하여 적절하지 않다.

선수파중 선수 플레어 슬래밍과 선미 슬래밍이 복합적으로 일어나는 경우에 대한 파라메트릭 해석 결과를 Fig. 3.36에 나타냈다. Case 311과 316에서는 4차 스프링잉이, Case 313과 318에서는 5차의 스프링잉이 발생하는 조건으로 실험에서는 고주파수 성분이 크게 나타났으나 계산에서는 약 절반 수준이었다. 이 고주파수 성분은 Fig. 3.31 (a)의 호깅 방향으로 기진되는 스프링잉으로 선미부 접수 면적의 급격한 변화에 따른 것으로 약 비선형 접근접에서의 실 접수면적의 예측이 선미부에서 정확하지 않은 것으로 생각된다. 선미부의 탈출 속도가 빠르지 않아 water exit 현상에 의한 음의 압력은 작

용하지 않았다. 그 밖의 조건에서는 선수 플레어 슬래밍 및 선미 슬래밍이 발생하였으며 계산 결과와 실험 결과가 매우 비슷하였다. Fig. 3.33의 전진 속도 10노트의 결과처럼 선수파중 발생하는 슬래밍은 전진 속도가 높지 않을 경우에 계산 결과가 실험 결과와 매우 유사하였다. 슬래밍을 예측하기 위한 선체의 입수 상태를 정확하게 고려하면 수치 해석의 정도를 보다 높일 수 있을 것으로 생각된다.

3.2.10. 불규칙파에서의 비선형 응답의 비교

불규칙파는 그 안의 다양한 주파수 성분들이 서로 영향을 주어 규칙파에 비해 비선형 성분이 증가하게 된다. Jensen and Dogliani (1996)와 Vidic-Perunovic (2005)은 불규칙파의 2차 성분까지 고려하여 스프링잉 해석을 수행하였고 그 필요성을 강조하였다. 강병철 (2011)은 단일 방향의 불규칙파에 대해 2차 성분까지 스프링잉 해석에 고려하였으나 그 영향이 크지 않았다. 불규칙파 해상 상태를 정확하게 재현하는 것은 매우 복잡한 일이기 때문에 본 연구에서는 가장 기본적인 선형 중첩을 통해 불규칙파를 생성하여 그 유효성을 검토한다. 합 주파수 및 차 주파수의 고차 성분들은 고려하지 않았으며, 비선형 성분은 약 비선형 접근법과 일반화된 Wagner 모델에 의해서만 계산된다.

Fig. 3.37에 실험 및 계산을 통해 얻은 입사파와 수직 굽힘 모멘트를 비교하였다. 실험에서는 선체에서 옆으로 떨어진 곳에서 입사파를 계측하였고 이를 푸리에 변환을 통해 각 주파수별 진폭과 위상을 추출하였다. 추출된 진폭과 위상으로 동일한 입사파를 생성하였다. 수직 굽힘 모멘트의 파랑 주파수 성분은 실험과 계산이 비슷하였고, 고주파수 성분에서 차이가 있었다.

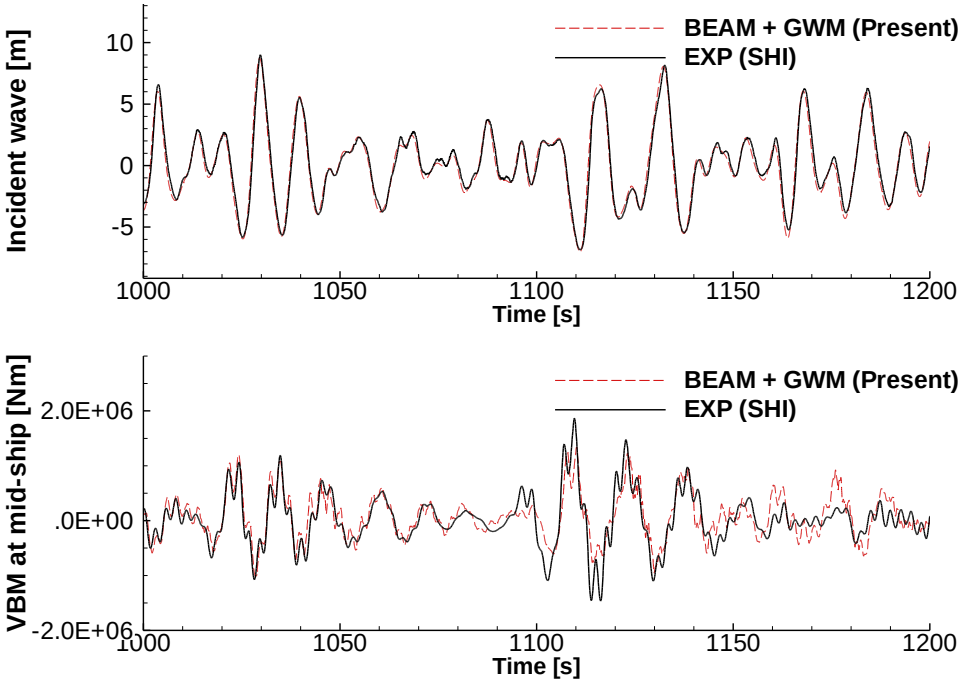


Fig. 3.37 Total VBM responses of the 18,000-TEU containership in irregular head sea (Tp=16.9 s, Hs=11.5 m, 10.0 knots)

이를 좀 더 자세히 분석하기 위하여 고역 필터를 이용하여 실험 결과의 고주파수 성분을 분리하였다. 수치 해석에서는 외력을 제한하여 추가적인 해석을 수행하여 스프링잉과 휘핑 성분을 분리하였다. 분리된 고주파수 성분을 Fig. 3.38에 비교하였다. 계산 결과에서는 스프링잉 보다 휘핑이 강하게 발생하였다. 계산에서는 1025초와 1110초에서 휘핑이 강하게 발생했지만 실험 결과에서는 그렇지 않았다. 실험 결과의 고주파수 성분으로부터 스프링잉과 휘핑을 분리할 수는 없지만 진폭이 커지는 형상이 스프링잉과 관련이 깊어 보인다. 반면에 계산 결과에서는 휘핑이라고 바로 알 수 있을 정도로 진폭이 급격히 커지는 지점이 많았다. 불규칙파에 대한 유탄성 응답 해석의 정도를 높이기 위해서는 고차의 성분을 포함할 필요가 있어 보인다.

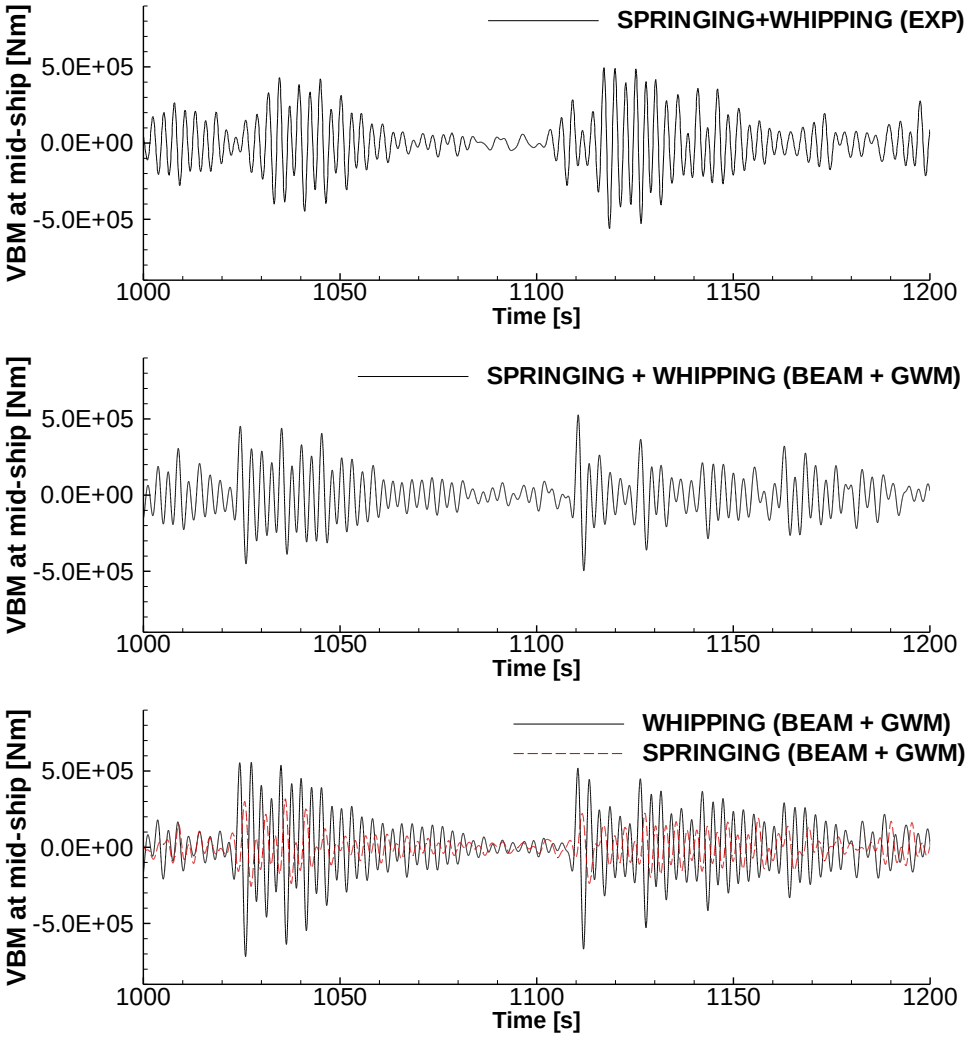


Fig. 3.38 Springing and whipping responses of the 18,000-TEU containership in irregular head sea (Tp=16.9 s, Hs=11.5 m, 10.0 knots)

3.3. 슬래밍-휘핑 해석법에 대한 고찰

3.2장에서 슬래밍-휘핑의 수치 해석 결과에 대해서 실험 결과와 면밀하게 비교하여 얼마나 유효한지에 대해서 검토하였다. 그 결과, 갑판침입수가 발생하지 않을 경우의 선수파중 슬래밍-휘핑에 한하여 실험 결과와 비슷한 수준의 휘핑 응답이 계산되었다. 본 장에서는 이 해석법이 갖는 유효성에 대해 알아보기 위하여 다음의 세가지에 대해 추가적인 해석을 수행한다. 첫번

째는 쐐기 형상 근사법과 일반화된 Wagner 모델을 비교하여 그 차이를 알아본다. 두번째는 운동-슬래밍-휘핑을 비연성으로 해석할 경우와 연성으로 해석할 경우에 대해 비교한다. 세번째는 갑판침입수이 갑판에 충격하중을 가할 때와 그렇지 않을 때의 휘핑 응답에 대해서 비교한다.

3.3.1. 쐐기 형상 근사법과 일반화된 Wagner 모델의 비교

쐐기 형상 근사법은 물체의 입수에 의한 수면의 상승을 고려하지 않는다는 관점에서 von Karman 슬래밍 모델의 일종이다. 이 방법은 입수된 면적을 쐐기 형상으로 근사하고 이에 대한 무한주파수 부가질량의 시간 변화량만으로 슬래밍 하중을 계산하는 매우 간단한 방법이다. 반면에 일반화된 Wagner 모델은 실제 물체 형상의 표면에 대해서 경계조건을 만족하는 해를 구하고 상승하는 자유 수면과 물체 표면이 만나는 점을 찾아 그 높이에 대해서 자유 수면 경계조건을 푸는 정교한 방법이다. 이 두 방법이 주는 슬래밍 하중의 차이는 Mei et al. (1999)에 알기 쉽게 비교되어 있다. 본 논문에서는 선박에 발생한 슬래밍과 휘핑 응답 비교를 통해 두 방법의 차이를 분석한다.

Fig. 3.39와 Fig. 3.40에 18,000-TEU 컨테이너선의 슬래밍-휘핑 응답에 대해 두가지 슬래밍 모델의 결과를 비교하였다. Wagner 모델로 계산된 휘핑 응답이 쐐기 형상 가정법으로 계산된 휘핑 응답보다 약간 크게 나타났다. 슬래밍 하중에 의한 2절점 수직 굽힘 모드의 기진력을 보면 선수 플레어 슬래밍이 발생하는 128초 부근에서는 일반화된 Wagner 모델에 의한 슬래밍 하중이 쐐기 형상 가정법의 슬래밍 하중 보다 더 짧은 시간에 더 큰 값까지 올라갔다가 내려온다. 선미 슬래밍이 발생하는 132초 부근에서는 전체적으로 비슷한 값을 보여주고 있으나 쐐기 형상 근사법에서는 노이즈가 섞인 듯

한 진동하는 슬래밍 하중이 발생하였으며 이는 선미부의 선저각이 입수에 따라 증가하기 때문이다. 그에 비해 선수 플레어의 선저각은 상대적으로 변화가 적어 쐐기 형상으로 근사하는데에 큰 무리가 없었다.

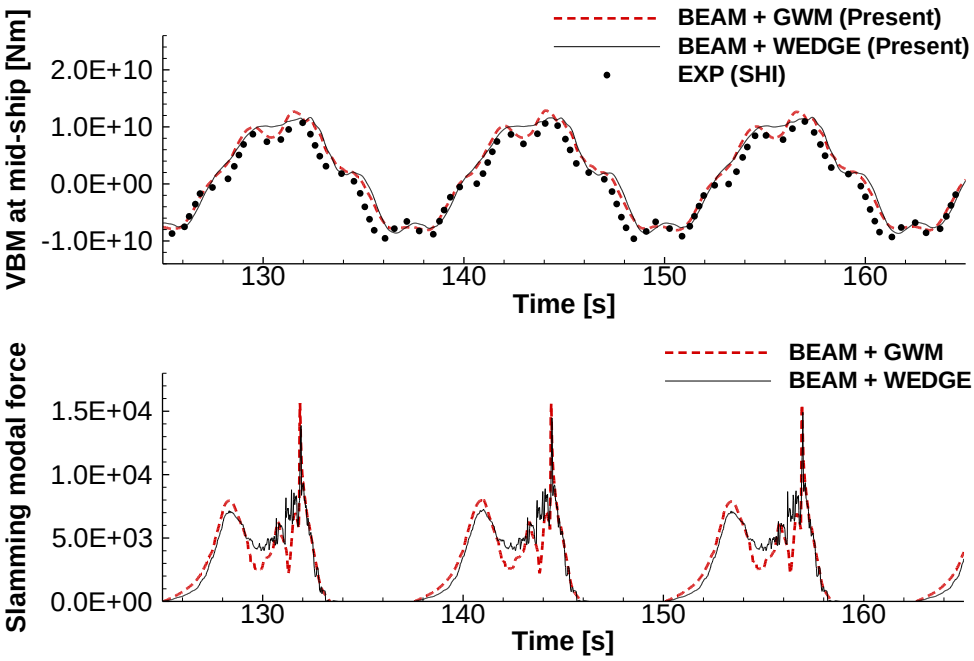


Fig. 3.39 Comparison of performances of wedge approximation and GWM for the 18,000-TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 5.0 knots)

쐐기 형상 근사법은 방법이 매우 간단함에도 불구하고 상당히 효과적으로 슬래밍 하중을 예측 가능했으나 선저각이 일정하지 않은 선미부 슬래밍 해석에는 적합하지 않은 것으로 생각된다. 이와 비교하여 일반화된 Wagner 모델은 실험 결과와 좀 더 비슷했으며 선수부 플레어 및 선미부의 슬래밍 하중을 예측하는데 전혀 문제가 없었다. 일반화된 Wagner 모델은 많은 계산량을 필요로 하는 단점이 있지만 본 연구에서는 전처리 해석해를 이용하는 방법을 통해 시간 영역의 연성해석에 매우 적합하게 적용되었다.

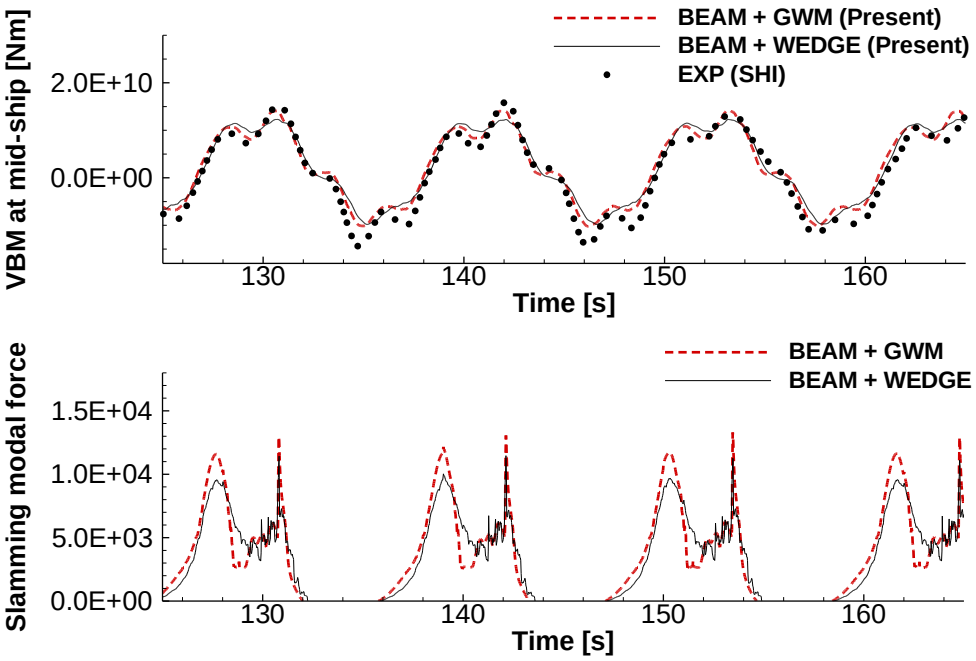


Fig. 3.40 Comparison of performances of wedge approximation and GWM for the 18,000-TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots)

3.3.2. 운동-슬래밍-휘핑의 연성 해석과 비연성 해석의 비교

초기 단계의 슬래밍-휘핑 수치 해석은 강체 운동을 해석결과로부터 슬래밍 하중과 휘핑 응답을 계산하였다. 이러한 방법은 슬래밍 하중이 강체 운동에 큰 영향을 주지 않는다는 가정이었다. 본 장에서는 이러한 비연성 해석이 연성 해석과 비교하여 어떤 특징을 갖는지 알아본다.

Fig. 3.41와 Fig. 3.42에 18,000-TEU 컨테이너선의 휘핑과 종동요 응답을 비교하였다. 비연성 해석 결과는 연성 해석 결과보다 큰 휘핑 응답을 보였으며, 이는 종동요 운동의 차이에 의한 것이다. 슬래밍 하중과 운동 해석이 연성되면 슬래밍 하중에 의해 종동요 운동이 억제되고 억제된 종동요 운동에 의해 슬래밍 하중이 작아진다. 종동요 운동의 차이는 선수부 슬래밍이 강하게 발생할수록 커지며, Fig. 3.42의 결과처럼 뚜렷한 차이가 발생했다. 연성 해석 결과의 휘핑 응답과 종동요 응답이 실험 결과와 좀 더 비슷했다.

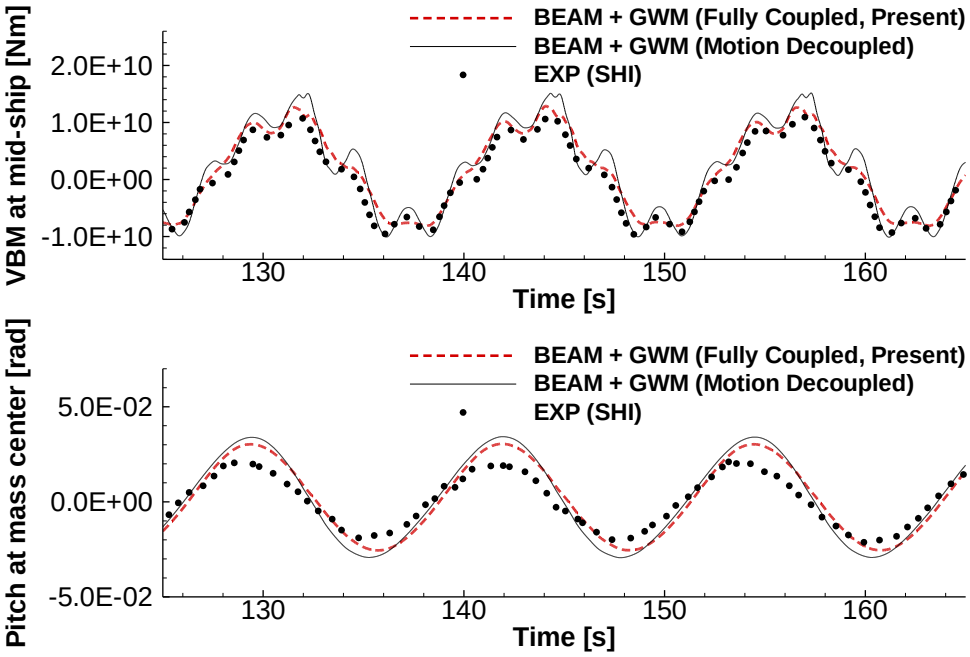


Fig. 3.41 Comparison of fully coupled and decoupled analyses for the 18,000−TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 5.0 knots)

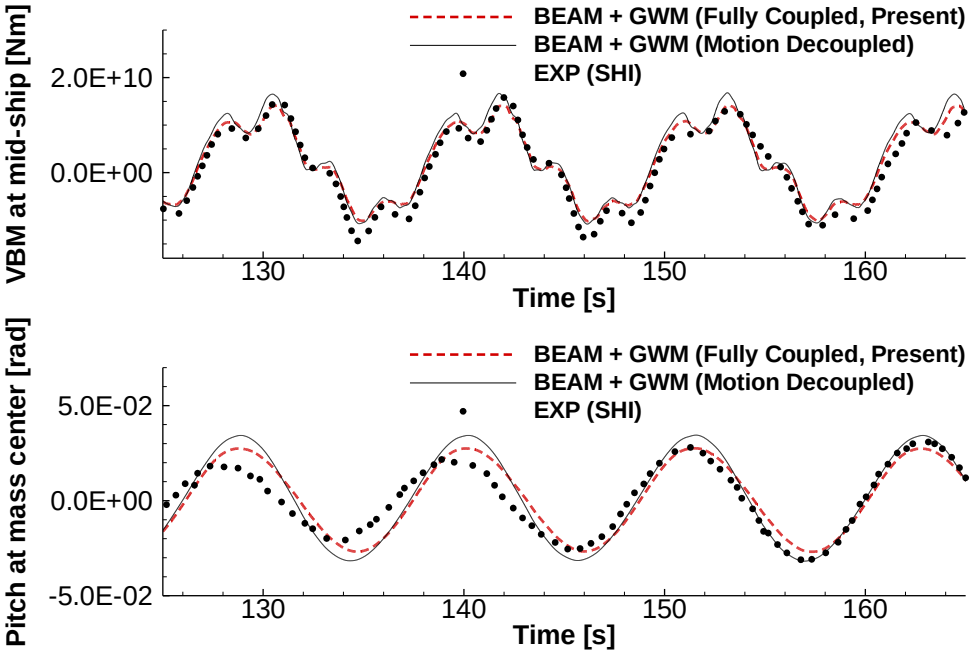


Fig. 3.42 Comparison of fully coupled and decoupled analyses for the 18,000−TEU containership (head sea, T=14.0 s, H=12.2 m, 10.0 knots)

상기에 비교된 결과에서처럼 비연성 해석도 충분히 납득할만한 휘핑 응답을 보였지만 전진속도가 빠르거나 파고가 높을 경우 슬래밍 하중이 과도하게 예측되어 그에 따른 휘핑 응답을 과도하게 예측할 가능성이 크다. 슬래밍 현상이 강하게 발생할수록 슬래밍과 운동간의 연성 현상이 강하게 발생하기 때문에 연성 해석의 필요성이 커진다.

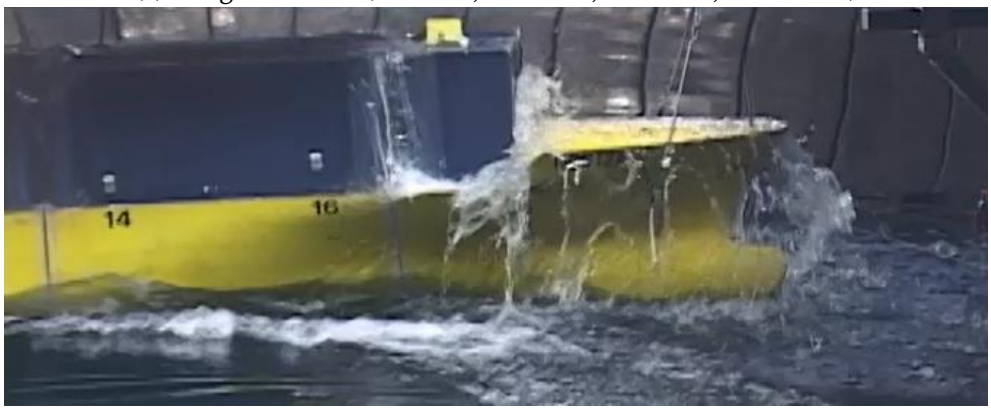
3.3.3. 갑판침임수 발생 여부에 따른 휘핑 응답 비교

본 장에서는 갑판침입수가 선수부 갑판에 발생할 경우에 선체가 받는 영향을 분석한다. 높은 파고의 선수파에서 빠른 속도로 선박을 운항하게 되면 선수부의 갑판 위로 갑판침입수가 발생할 수 있다. Fig. 3.43에 WILS JIP 3의 슬래밍-휘핑 실험에서 촬영된 영상에서 갑판침입수가 작용하는 순간을 캡쳐하여 비교하였다. Fig. 3.43 (a)의 경우에는 선수부가 수면 아래로 완전히 입수하지 않아 무시할만한 수준의 갑판침입수가 발생하였고, Fig. 3.43 (b)의 경우에는 선수부가 수면 아래로 완전히 잠긴후에 위로 올라오는 순간에 선수부에 강한 갑판침입수가 발생하였다. 두 경우의 환경 조건은 파고 이외에는 동일하다. 두 경우 모두 선수부의 입수시에 선수 플레어의 위쪽 방향으로 강한 슬래밍 하중이 발생하였으나, 후자의 경우에만 선수부가 위로 올라올 때 아래쪽 방향으로 강한 갑판침입수이 발생하였다. 즉, 후자의 경우에는 두 번의 충격하중을 각각 반대 방향으로 순차적으로 받았다.

두 경우에 대한 수직 굽힘 모멘트를 Fig. 3.44에 비교하였다. 휘핑 성분인 고주파수 성분을 비교하면 갑판침입수가 발생하지 않은 경우인 Fig. 3.44 (a)에서는 계산 결과와 실험 결과가 매우 비슷했다. 그러나 갑판침입수가 발생한 Fig. 3.44 (b)에서는 60초 부근의 첫번째 피크는 비슷한데 63초 부근의 두번째 피크는 계산 결과가 더 큰 값을 보였다. 실험 결과에서 두번째 피크

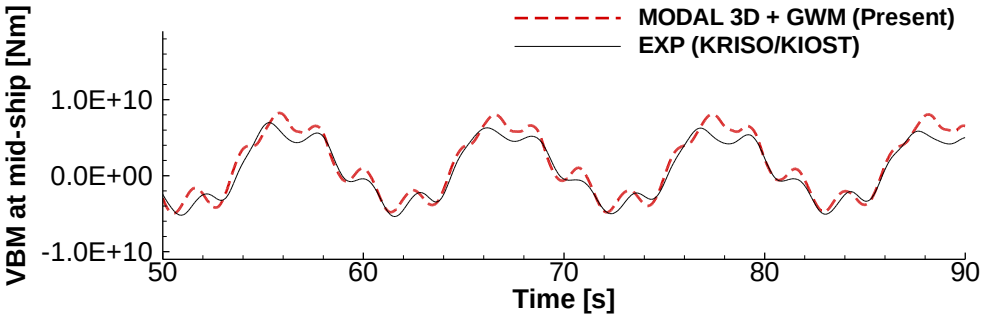
가 급격하게 작아진 이유는 슬래밍에 의해 발생한 휘핑의 두번째 피크가 발생하는 시점에 갑판침입수가 반대 방향으로 작용하여 역위상의 휘핑이 발생하여 일부가 상쇄되었기 때문이다. 이 운항 조건에서는 우연히도 슬래밍 하중이 발생한 시간과 갑판침입수이 발생한 시간의 간격이 휘핑의 반주기에 해당했기 때문에 갑판침입수에 의해 역위상의 휘핑이 발생하였다. 즉, 운항 조건에 따라 갑판침입수이 휘핑 응답을 증폭될 가능성도 있다. 그러나 선수부가 완전히 잠길 정도로 선박을 운항 하는 경우는 없으며 일반적으로 해상 상태가 거칠어지면 전진 속도를 낮추어 과도한 운동을 막는다.

(a) No green water (head sea, T=15.0 s, H=9.0 m, 18.0 knots)

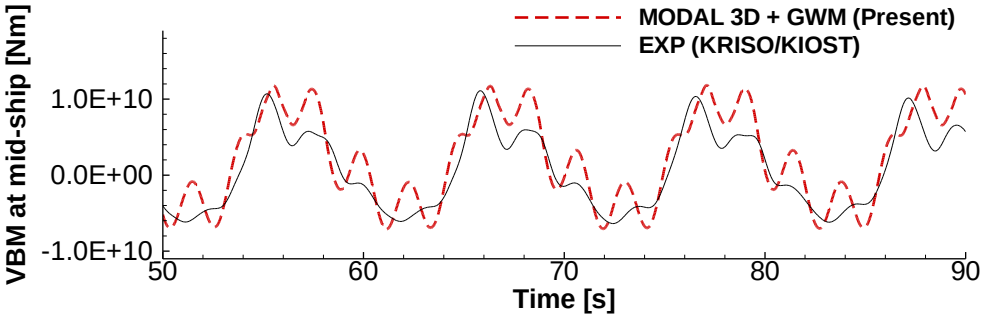


(b) Green water on the deck (head sea, T=15.0 s, H=12.0 m, 18.0 knots)

Fig. 3.43 Green water impact on the deck of the 10,000-TEU containership



(a) No green water (head sea, T=15.0 s, H=9.0 m, 18.0 knots)



(b) Green water on the deck (head sea, T=15.0 s, H=12.0 m, 18.0 knots)

Fig. 3.44 Reduced whipping due to green water on the deck of the 10,000-TEU containership

4. 해석 프러시저의 개발

본 연구의 2장에서는 선체의 유탄성 수치 해석법을 개발하였고, 3장에서는 이를 실험 결과와 비교하여 수치 해석법이 신뢰할 만한 수준의 강체 운동, 스프링잉, 슬래밍, 휘핑 응답을 주는 것을 확인하였다. 본 장에서는 유탄성 수치 해석을 선박 설계에 적용할 경우의 어떠한 단계로 진행되는지 흐름도를 통해 알아보고 각 단계에 대해서 자세히 검토한다. 그리고 각 단계를 충실하게 수행하기 위해 필요한 프러시저를 고안한다 (Kim et al., 2015c). 그러나 각 단계에 필요한 프러시저들이 서로 유기적으로 연결되어 있지 않은 점에 착안하여 수치 해석의 효율성을 높이기 위한 선체 유탄성 해석 프러시저 (Ship Hydroelasticity Analysis Procedure, SHAP)를 제안한다.

4.1. 순차적 해석 프러시저

선박의 구조 설계를 위하여 수행되는 수치 해석은 기본적으로 내항성능해석 (seakeeping analysis)이며 이로부터 얻어진 운동과 압력 분포로부터 구조 응답을 구하여 구조 하중 평가가 이루어진다. 순차적 또는 하향적 해석 (top-down analysis)으로 하부에 해당하는 구조 응답이 상부에 해당하는 운동 및 유체력에 영향을 주지 않는 것을 전제로 한다. 또한 이 방법은 선체의 구조 응답이 준정적 (quasi-static)이라고 가정한다. 스프링잉과 휘핑과 같이 동적 (dynamic) 응답이 발생하지 않을 경우에 유효한 방법이다.

반면에 선체의 유탄성 해석은 기존의 내항성능해석에 구조 응답 해석을 일부 포함하는 형태이며 이는 스프링잉과 휘핑의 구조 진동을 내항성능해석에서 같이 해석해야 하기 때문이다. Fig. 4.1에 선박의 유탄성 응답을 포함한

내항성능 해석과 구조 응답 해석의 흐름도를 나타냈다.

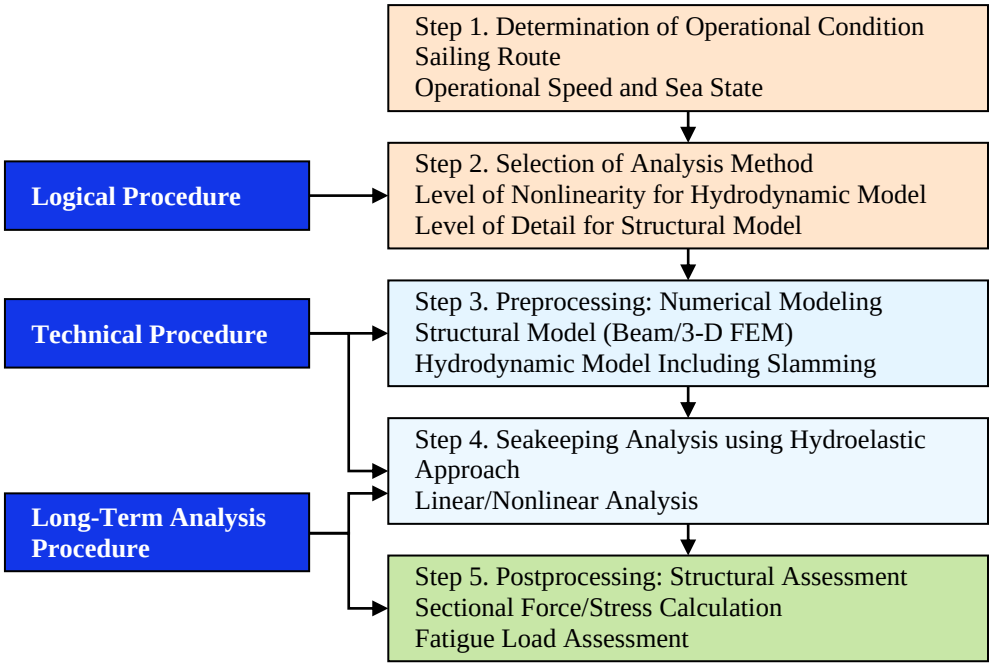


Fig. 4.1 Flow diagram of hydroelastic analysis for motion and structural responses

Step 1에서는 대상 선박의 운항 조건을 확정한다. 적재 조건을 포함한 선박의 제원와 항로가 결정되면 해상 상태, 운항 속도를 예측할 수 있다. 운항 속도와 해상 상태는 선박의 운동 및 하중 응답에 직결되기 때문에 가능한 정확하게 예측하는 것이 매우 중요하다. 선체의 제원과 운항 조건으로부터 선박이 받을 응답에 대한 대략적인 예측이 가능하며 이를 토대로 다음 단계인 Step 2에서의 해석 방법을 결정해야 한다.

Step 2에서는 해석 방법을 결정하는 단계로 해당 선박에 적절한 방법을 선택해야 한다. 유체 영역과 구조 영역 각각에 대해서 적절한 방법을 선택하여 해석의 정도와 계산의 효율성을 둘다 만족시켜야 한다. 예를 들어 슬래밍 조차 발생하지 않을 정도로 비선형성이 약한 경우에 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD)와 같은 방법을 사용하면 그 계산 효율이 매우 떨어지기 때문에 적합하지 않다. 그 반대의 상황인 선체의 침수가

발생할 정도로 비선형성이 강한 경우에는 포텐셜 이론으로는 그 응답을 제대로 예측할 수가 없다. 이 같은 문제는 구조 모델 선택에 있어서도 마찬가지이다. 적절한 선택을 돕기 위한 논리적 프러시저를 4.1장에 소개한다.

Step 3에서는 Step 2에서 선택한 해석 방법에 필요한 수치 모델을 제작하는 단계이다. 본 논문에서 소개한 유탄성 해석 방법을 사용할 경우에는 3차원 랜킨 패널법에 필요한 패널 모델, 일반화된 Wagner 모델에 필요한 슬래밍 단면 모델, 보 요소 모델 또는 3차원 유한요소 모델을 제작해야 한다. 수치 오차는 전적으로 수치 모델에서 발생하기 때문에 각 모델 제작에 있어서 수렴성 테스트를 수행하여 수치 오차를 최소화해야 한다. 이를 위한 기술적 프러지서를 4.1.2장에 소개한다.

Step 4에서는 내항성능 해석을 수행하는 단계로 Step 3에서 완성된 수치 모델을 이용하여 Step 1에서 결정한 운항 조건에 대한 선박의 운동 응답을 계산한다. 운동 응답 해석에 앞서 유탄성 해석에서는 강체의 6자유도 운동 외에 추가적으로 스프링잉과 휘핑이 발생하는 탄성 변형 모드에 대한 운동까지 계산한다. 선형해석이 유효한 경우에는 응답진폭함수를 계산하는 것이 일반적이며 비선형해석이 유효한 경우에는 비선형 응답을 시계열로 계산하는 일반적이다.

Step 5에서는 내항성능 해석을 통해 얻어진 운동 응답으로부터 구조 응답과 구조 하중을 계산한다. 기본적인 구조 응답은 선체가 받는 단면력이다. 이는 유체로부터 받는 외력과 선체의 질량 분포에 의한 관성력의 합으로 얻어진다. 스프링잉과 휘핑의 유탄성 응답에 의한 단면력은 해당 구조 진동 모드의 변위에 포함된다. 3차원 유한요소 모델이 받는 단면력은 외력의 길이 방향 적분을 통해서 얻거나 모드 변위를 이에 평형 상태를 이루는 가속도 성분으로 바꾸어 얻을 수 있다. 후자의 경우는 모드중첩법이며 이 방법으로 계산할 경우에는 모드 개수를 늘려가며 응답의 수렴성을 확인해야 한다. 단

면력과 달리 응력은 외력을 직접 적분해서 얻을 수 없다. 이에 상응하는 방법은 가속도와 압력 분포를 3차원 유한요소 모델의 경계조건으로 주어 해석하는 것으로 주파수영역의 응답전달함수 계산은 가능하지만 비선형응답의 시계열 계산은 불가능할 정도로 계산량이 방대해진다. 얻어진 구조 응답으로부터 피로 하중 (fatigue load)과 극한 하중 (extreme load)을 계산하여 구조 강도를 평가한다. 피로 하중은 피로 강도를 평가하는데 필요하며 극한 하중은 항복 강도, 좌굴 강도, 최종 강도의 평가에 필요하다. 이 단계에서 필요한 구조 하중은 선박의 일생에 대한 장기 해상 상태에서의 값이다. 피로 하중과 극한 하중의 장기 해석은 선형 응답의 경우에는 스펙트럼과 응답전달함수를 이용하여 매우 쉽게 해석할 수 있지만, 비선형의 경우에는 스펙트럴 해석법의 적용이 어렵다. 장기 해석 방법에 대해서는 4.1.3장에서 논의하도록 한다.

4.1.1. 해석법 선택을 위한 논리적 프러시저

본 장에서는 유탄성 해석 흐름도의 Step 2에서 적절한 수치 해석법의 선택을 돕는 논리적 프러시저를 제안한다. 먼저 수치 해석법의 영역을 크게 유체와 구조로 분리할 수 있다. 유체 영역의 해석법은 International Ship and Offshore Structures Committee (ISSC)에 의해 고려되는 유체력의 비선형 정도에 따라 총 6개의 단계로 나눌 수 있다. (Hirdaris et al., 2014). 본 연구에서는 ISSC의 분류에 근거하여 유체 영역 해석법을 선택하기 위한 논리적인 프러시저를 Fig. 4.2에 제안한다. 유체 영역의 해석법을 선택하는 지표는 유체력의 비선형성의 정도이다. 먼저 선체 표면 형상이 복잡한 경우, 즉 수선면 근처의 형상이 수면에 대해 수직이 아닌 경우에는 입수 면적이 변화량이 커져서 이에 따른 비선형성이 증가하게 된다. 또한 파기울기가 클 경우에는

파랑 자체의 비선형성이 증가하게 된다. 선체의 운동 응답이 큰 경우에도 상기의 이유를 포함하여 유체력의 비선형성이 증가하게 된다. Fig. 4.2와 같은 논리적 프러시저는 구체적인 숫자나 지표를 제시하지 못하기 때문에 적절한 판단을 위해서는 유체 영역의 해석법에 대한 전반적인 이해가 필요하다. 본 논문의 2장에서 소개된 유체 영역 해석법은 Level 2의 Froude-Krylov nonlinear에 해당한다. Level 2의 해석법에서는 입사파와 운동에 의해 변화하는 접수면적에 작용하는 비선형 Froude-Krylov 및 유체정역학적 힘과 선수부 및 선미부의 입수에 의한 비선형 슬래밍 하중이 고려된다.

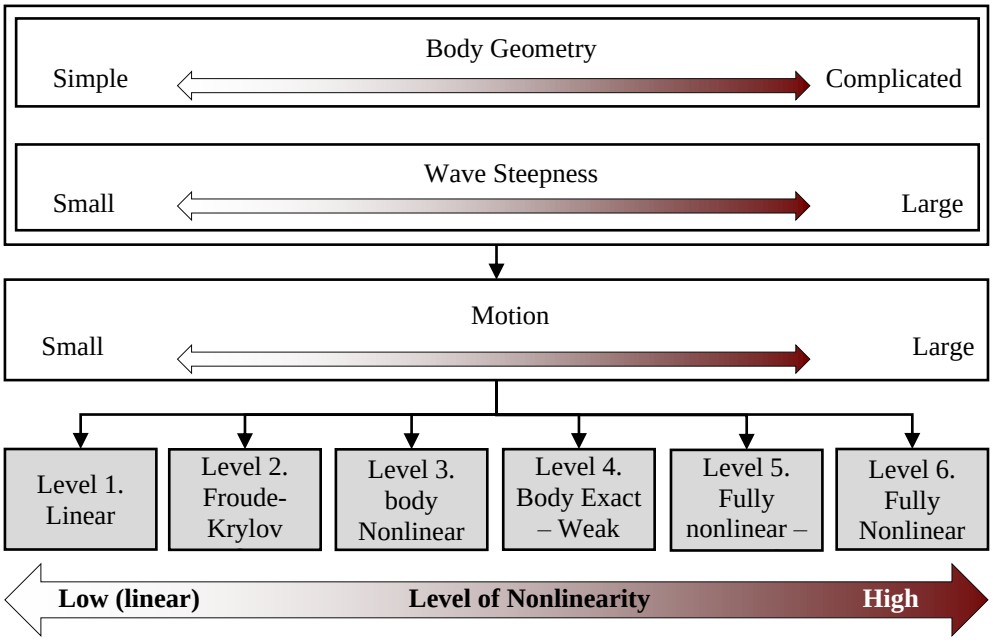


Fig. 4.2 Logical procedure for hydrodynamic model selection

구조 모델을 선택하기 위하여 Fig. 4.3의 논리적 프러시저를 제안한다. 구조 모델을 선택하기 위한 지표는 구조 모델링의 세밀도이며, 세밀도를 총 네가지의 단계로 나누었다. 첫번째는 단순 보 구조 모델로 선박의 수직 굽힘 모드 응답을 예측하는 경우에 유효하다. Bishop and Price (1979)는 단순 보 구조 모델의 고유 벡터를 이용한 유탄성 해석법을 정립하였고 지금까지

도 수 많은 유탄성 수치 해석법의 기초가 되고 있다. 단순 보 구조 모델은 Euler 보 이론 또는 Timoshenk 보 이론을 기반으로 하며 보 구조 모델링에 필요한 단면 특성 계수들은 형상으로부터 간단하게 쉽게 계산된다. 두번째 모델은 고급 보 이론으로 뒤틀림이 고려된 비틀림까지 예측할 경우에 유효하다. Kim (2009)에 의해 고급 보 이론이 선체 유탄성 해석에 성공적으로 적용되었다. 고급 보 이론은 뒤틀림 함수를 계산하기 위해서 단면의 2차원 해석을 수행하고 추가적으로 불연속한 구조물의 영향까지 적절하게 고려해야만 비틀림 응답을 제대로 예측할 수 있다. 세번째는 성긴 격자로 구성된 3차원 전선 모델로 고급 보 모델의 역할을 모두 포함하며 국부 변형에 따른 응답까지 예측할 수 있다. 최근에는 진동 해석을 위하여 설계 초기 단계에 3차원 전선 모델이 제작되는 경우가 많아 보 구조 모델 대신에 사용되는 빈도가 늘고 있다. 마지막인 네번째 모델은 국부적으로 고운 격자가 포함된 3차원 전선 모델로 국부 응력 (hot-spot stress)까지 직접 계산할 경우에 필요하다.

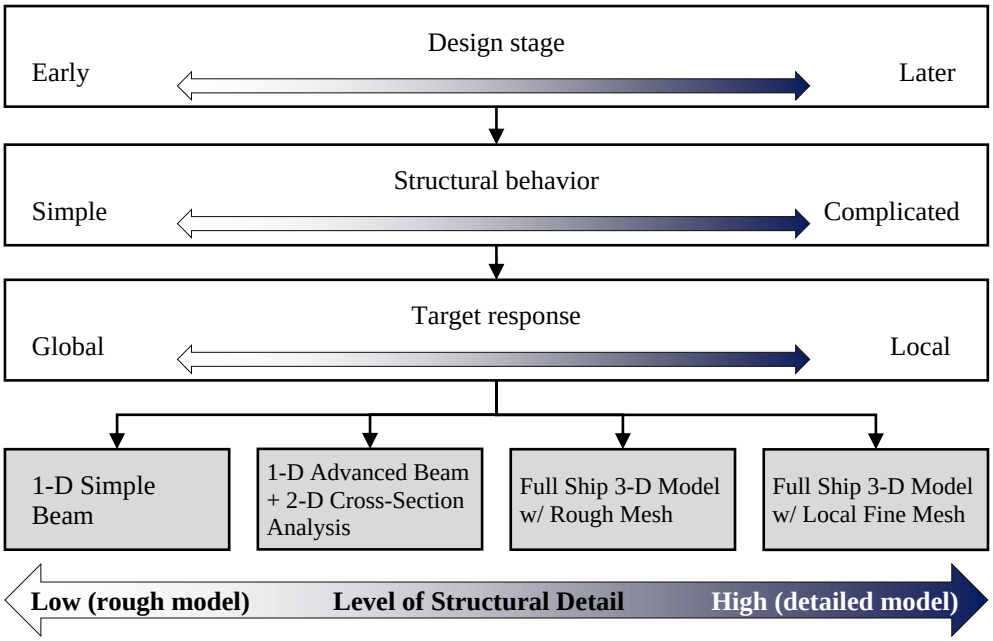


Fig. 4.3 Logical procedure for structural model selection

설계 단계, 구조 거동, 해석 대상 응답의 세가지의 관점을 모두 만족시키는 구조 모델을 선택해야 한다. 일반적으로 각 설계 단계에서 필요로 하는 대상 응답을 기반으로 적절한 구조 모델을 선택할 수 있으며 경우에 따라 보 구조 거동으로 근사하기 어려울 경우에는 설계 초기부터 3차원 전선 모델이 필요하다.

4.1.2. 수치 모델링을 위한 기술적 프러시저

본 논문의 2장에서 소개한 유탄성 해석법을 수행하기 위해서는 다음의 수치 모델들을 제작해야 한다. 3차원 랜킨 패널법에 필요한 선형 패널 모델, 일반화된 Wagner 모델에 필요한 슬래밍 단면 모델, 보 요소 또는 3차원 유한요소를 사용한 구조 모델이 필요하다. 신뢰할 수 있는 계산 결과를 얻기 위해서는 수치 오차를 최대한 줄이는 것이 중요하며 이는 수렴성 테스트를 통해 최소화 할 수 있다. 유체 모델과 구조 모델의 수치 오차를 최소화 하기 위한 기술적 프러지서 Fig. 4.4와 Fig. 4.5에 나타냈다.

선형 패널 모델 (linear panel model)은 3차원 랜킨 패널법에서 필요한 모델로 평균 자유 수면과 평균 접수 물체 표면에 패널을 배치하여 포텐셜 유동의 경계 조건의 만족시키기 위하여 사용된다. 가장 먼저 물체 표면 격자의 밀도를 조절하는 단계로 정수 중에서의 압력과 선박의 강제 진동에 의한 발생한 압력을 적분한 힘의 수렴성을 확인하여 물체 표면 패널의 크기를 결정한다. 다음 단계는 자유 수면의 영역을 조절하는 단계로 선박의 강제 진동의 의해 방사되는 파랑이 올바르게 퍼져 나갈 정도의 영역과 자유 수면의 가장자리에 위치한 감쇠영역에서 반사파가 발생하지 않고 모두 감쇠될 정도의 영역을 결정한다. 다음 단계는 자유 수면의 패널 격자가 물체 표면 근처에서 일그러지지 않도록 조절하고 그에 맞는 시간 간격을 결정한다. 선박을

강제 진동시켰을 경우에 받는 유체력의 수렴성을 확인한다. 마지막으로 선박이 입사파을 받는 경우에 대해서 수렴성 테스트를 수행하여 선형 패널 모델을 완성한다.

비선형 물체 패널 모델 (nonlinear body panel model)은 약비선형 접근법 (weakly nonlinear approach)에서 비선형 Froude-Krylov 힘 및 복원력을 계산하기 위하여 필요한 모델로 선박의 전체 표면을 패널로 이산화하여 제작한다. 이 비선형 힘은 입수 깊이에 따라 접수면적이 급격하게 변하는 곳에서 발생하기 때문에 형상이 복잡한 선수부와 선미부를 세밀하게 이산화된 패널로 표현하는 것이 중요하다. 선수부 또는 선미부부터 격자의 밀도를 조절하고 파고가 높은 입사파의 운동 응답에 대해 수렴성 테스트를 수행하여 비선형 물체 패널 모델을 완성한다.

슬래밍 단면 모델 (slamming section model)은 2차원의 일반화된 Wagner 모델 (GWM)을 이용하여 선수부 및 선미부의 슬래밍 하중을 계산하기 위해 필요한 모델로 선박 표면의 길이방향 단면으로 구성된다. 먼저 단면의 개수, 즉 단면의 길이 방향 밀도를 조절하여 슬래밍 단면을 추출한다. 슬래밍 단면을 길이 방향에 대해 균일한 간격으로 분포시킬 경우 약 40개-80개 정도가 필요하다 (Kim et al., 2015a). 다음 단계에서는 단면의 형상 보정 계수를 조정하여 압력이 원본 형상의 압력에서 크게 벗어나지 않고 안정적인 수치해를 얻을 수 있도록 한다. 2.5.3장에서 논의한 것처럼 선박의 단면은 원본 형상의 수치 해는 일반화된 Wagner 모델로 얻기가 어렵기 때문이다. 다음 단계에서는 보정된 단면을 구성하는 격자의 밀도를 조정한다. 격자의 밀도는 수치해의 안정성과 깊게 관련되는데 격자가 조밀할수록 안정성은 높아지지만 계산속도가 급격히 떨어진다. 다음으로 각 단면들에 대해서 등속도 입수 상태에서의 압력 분포를 계산하여 그 수렴성을 확인한다. 마지막으로 파랑중에서의 슬래밍 하중을 계산하여 그 수렴성을 확인한다. 슬래밍 하중은

각 단면의 수직 방향 힘으로 구성되어 있기 때문에 여기에 강체 운동 모드의 고유 벡터를 내적하여 수렴된 하중인지를 확인한다.

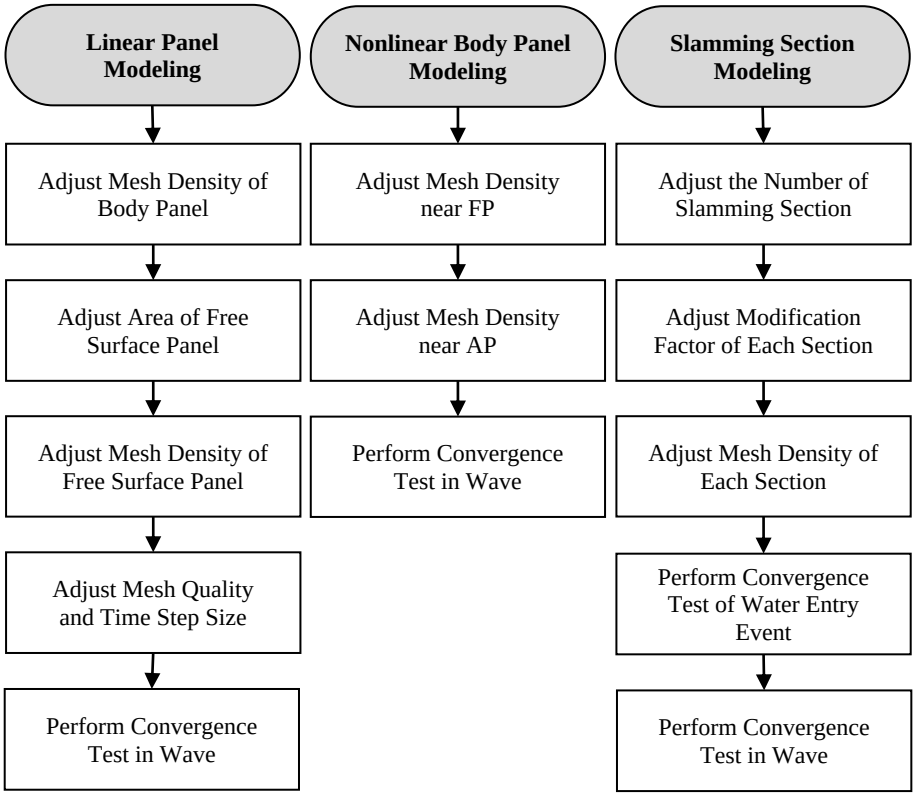


Fig. 4.4 Technical procedure for hydrodynamic modeling

지금까지 유체 영역의 각 수치 모델을 제작하기 위한 기술적 프러시저를 소개하였다. 유체 영역의 모델의 신뢰성을 확인하기 위한 수렴성 테스트는 모두 구조 모델과는 별개로 진행된 것이며, 선형과 질량 정보만으로 가능하다. 다음에 이어질 구조 모델링 역시 유체 모델링과는 독립적으로 수행되며 구조 모델링으로부터 오는 수치 오차를 최소화하는 것이 중요하다.

구조 모델링을 위한 기술적 프러시저를 Fig. 4.5에 나타냈다. 보 구조 모델(beam model)은 선박을 보 구조물로 근사하는 방법으로 선체의 중심선에 위치한 유한 개의 보 요소로 구성된다. 균일 단면의 보 요소를 사용하기 때

문에 절점의 위치와 밀도는 선체의 단면 특성 변화에 맞추어 결정되어야 한다. 3.3.2장에서 논의한 것처럼 컨테이너선의 경우에는 각 격벽에 절점을 위치시키는 것이 편리하다. 다음 단계에서는 각 보 요소의 특성치를 결정하기 위하여 단면의 2차원 해석 (2-D analysis of cross-section)을 수행한다. Kawai (1973)과 Fujitani (1991)에 소개된 2차원 유한요소법을 이용하면 빠르게 계산할 수 있다. 다음 단계에서는 격벽과 같은 불연속한 구조물의 영향을 보 요소의 특성치에 고려한다. 3.3.2장에서 논의한 것처럼 불연속한 구조물은 비틀림 거동에 큰 영향을 준다. 드라이 모드의 고유치 해석 결과의 수렴성을 확인하면 보 구조 모델이 완성한다.

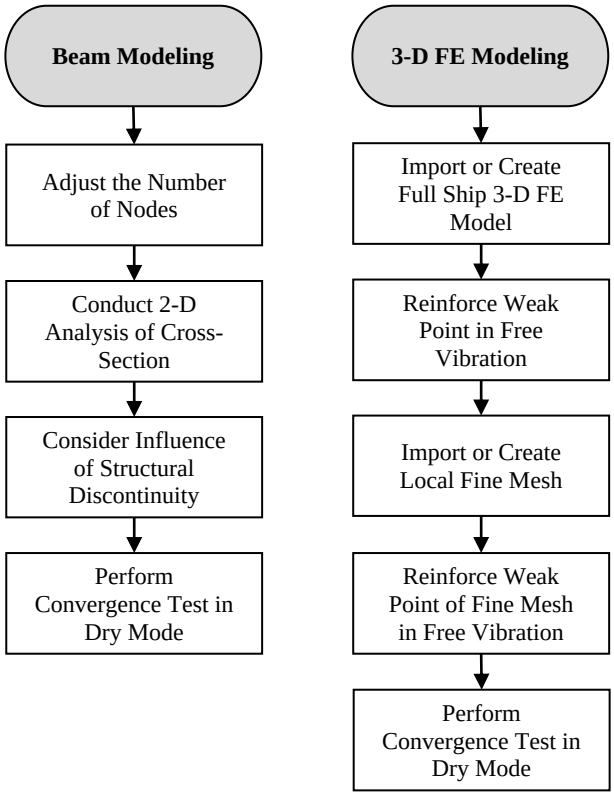


Fig. 4.5 Technical procedure for structural modeling

유탄성 해석을 위한 3차원 유한요소 모델의 제작은 먼저 거친 격자를 가진 전선 모델이 완성된 상태에서부터 설명한다. 고유치 해석을 통하여 고유

진동의 주파수와 고유 벡터를 얻는다. 저주파수 순으로 정렬하여 6개의 강체운동 모드 다음에 7번째부터 전체 탄성체 운동 모드를 얻을 수 있도록 국부 진동이 일어나는 부위를 보강한다. 일반적으로 2절점 수직 굽힘 모드나 1절점 비틀림 모드가 7번째 모드에 나타난다. 다음 단계에서는 국부 구조 응답 예측의 필요에 따라 국부 정밀 격자 (local fine mesh)를 생성한다. 국부 구조 모델을 불러오기 (import)하거나 거친 격자 (rough mesh)를 쪼개어 직접 생성한다. 조밀 격자에 의해 불필요한 국부 진동이 발생하는지 다시 고유치 해석을 수행하고 약한 부분을 보강한다. 마지막으로 드라이 모드에서의 고유치 해석을 수행하여 얻어진 결과들의 수렴성을 확인하면 3차원 유한요소 모델이 완성된다.

4.1.3. 내항성능 해석 프러시저

선체 유탄성을 고려한 내항성능해석을 수행하기 위한 기술적 프러시저를 Fig. 4.6에 나타냈다. 4.1.2장을 통해 유체 및 구조 영역의 수치 모델이 독립적으로 완성되었다. 완성된 수치 모델을 연성하여 내항성능 해석을 수행하기 위해서는 다음과 같은 단계별 검증이 필요하다.

첫번째로 웻 모드(wet mode)에서의 해머링 테스트 (hammering test)를 수행하여 탄성체 운동 모드의 고유 주파수와 감쇠율을 검증한다. 웻 모드에서는 드라이 모드와 달리 유체력이 외부에 작용하기 때문에 고유주파수가 달라진다. 고유주파수를 낮추는 방향으로 부가질량에 의한 힘이 작용하며 고유주파수를 높이는 방향으로 유체정역학적 힘이 작용한다. 선박의 경우에는 부가질량에 의한 힘이 상대적으로 유체정역학적 힘 보다 크기 때문에 고유주파수가 낮아지는 현상이 발생한다. 고유 진동의 감쇠율은 방사파에 의한 조파 감쇠와 구조 감쇠 에 의한 것으로 조파 감쇠는 3차원 랜킨 패널법으로

부터 계산되어 외력으로 작용하지만 구조 감쇠는 직접 그 값을 정해줘야 한다. Storhaug (2007)에 논의된 것처럼 선박 별로 구조 감쇠율이 다르며 측정이 불가능에 가깝다. 스프링잉 응답은 이 구조 감쇠율에 의해 매우 민감하기 때문에 올바른 값을 설정하는 것이 중요하다. 따라서 조파 감쇠까지 포함된 상태의 최종 감쇠율을 맞추도록 구조 감쇠율을 설정한다. 컨테이너선의 수직 굽힘 모드의 감쇠율은 경우 일반적으로 임계감쇠의 1.0%-2.0% 사이에 있다.

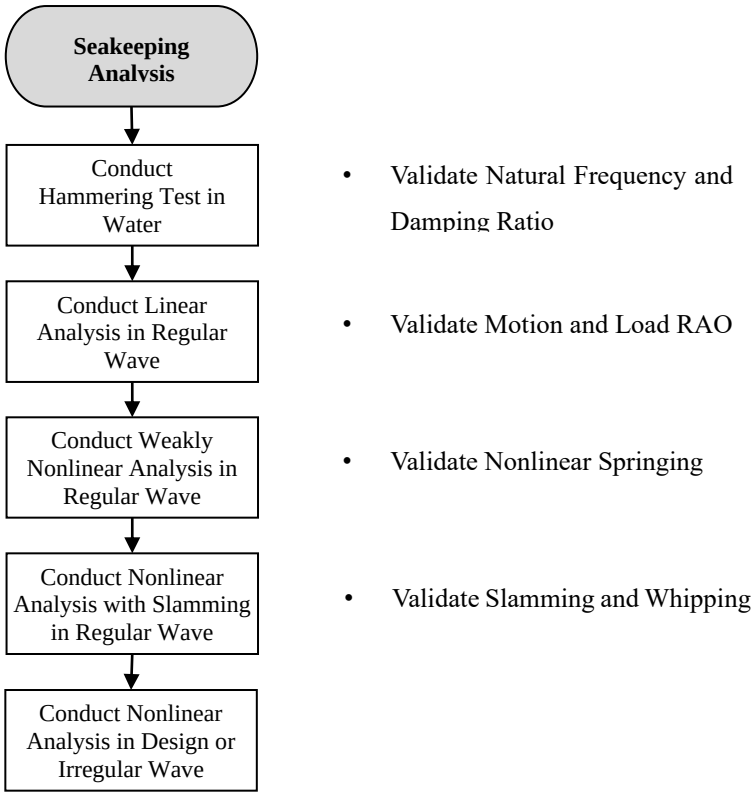


Fig. 4.6 Technical procedure for seakeeping analysis with ship hydroelasticity

다음 단계는 규칙파에서의 선형 응답을 수행하여 응답전달함수를 검증한다. 해당 선박의 실험 모델 결과와 비교 검증하는 것이 가장 이상적이지만 불가능할 경우에는 비슷한 선박의 결과로부터 유추하여 올바른 결과인지 판단한다. 강체 운동 해석 결과와는 달리 선형 스프링잉에 의한 피크가 단면

력 응답전달함수에 나타난다. 선형 응답이 검증되면 규칙파에서의 비선형 스프링잉을 계산하고 결과를 검증한다. 다음 단계는 규칙파에서의 비선형 슬래밍-휘핑 응답을 계산하고 검증한다. 휘핑 발생 조건을 계산하더라도 고주파수 성분에 비선형 스프링잉 성분이 항상 포함되기 때문에 결과를 검증하기 위해서는 비선형 스프링잉 검증이 먼저 이루어져야 한다.

규칙파에서의 유탄성 응답의 검증이 끝나면 실제 필요한 파랑 조건에서의 해석을 수행한다. 불규칙파 또는 설계파에 대해서 수행하여 필요한 응답을 얻는다. 본 연구에서는 불규칙파의 응답에 대한 검증이 부족한 상태이며 불규칙파를 단순히 선형 중첩으로 재현하기 때문에 비선형 성분이 제한적이다. Vidic-Perunovic (2005)의 방법처럼 다방향 불규칙파의 2차 성분을 고려하는 방법도 유효한 것으로 생각된다.

4.1.4. 장기 피로 하중 해석 프러시저

4.1.2-4.1.3장에 소개한 프러시저는 내항성능 해석과 구조 응답 해석을 수행함에 있어서 수치 오차를 최소화하여 신뢰성 있는 결과를 얻기 위한 기술적인 프러시저이다. 본 장에서는 장기 해상 상태에서의 피로 하중을 어떻게 수행할지에 대한 프러시저를 소개한다. 장기 해석 프러시저는 Fig. 4.1의 해석 흐름도에서 Step 4와 Step 5를 포함하게 된다. 선박의 구조 응답이 선형일 경우에는 장기 피로 하중을 구조 응답 스펙트럼을 이용하여 효율적으로 계산할 수 있다. 선급들은 이 방법을 자사의 가이드라인에 스펙트럴 피로 해석 (spectral fatigue analysis)라고 소개하고 프러시저를 매우 자세하게 제공하고 있다. 그러나 이러한 방법은 비선형 스프링잉 및 휘핑의 영향을 고려할 수가 없는 단점이 있다. 본 연구에서는 다양한 방법의 피로 해석을 수행할 수 있는 장기 피로 하중 해석 프러시저를 Fig. 4.7에 제안한다. 이 프러

시저는 다음과 같은 총 네가지의 피로 하중 해석법을 포함한다.

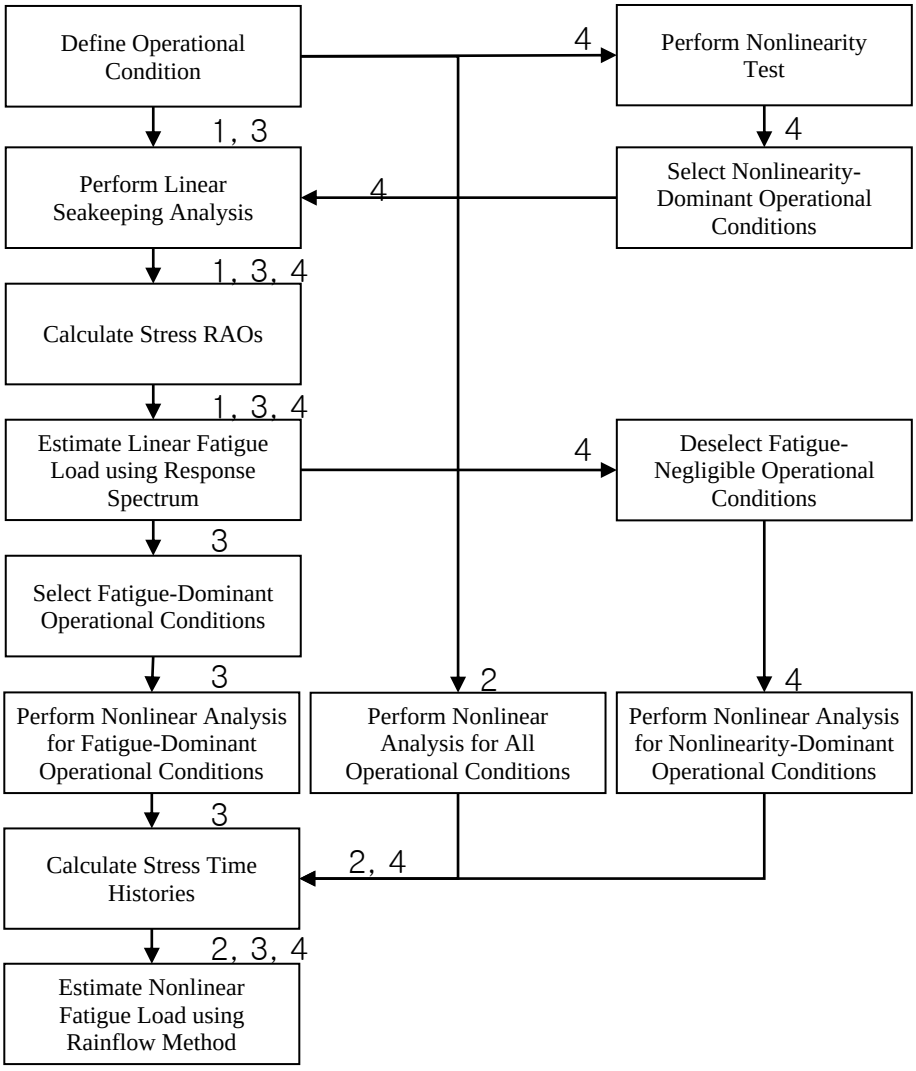


Fig. 4.7 Long-term analysis procedure with four courses for fatigue load

스펙트럴 피로 해석: 경로 1

스펙트럴 피로 해석은 응력 응답전달함수를 이용하여, 모든 해상 상태에 대한 피로 하중을 응답 스펙트럼을 통해서 얻는 방법이다. 스프링잉 및 휘핑과 같은 비선형 응답이 없을 경우에 유효하기 때문에 강체에 대한 내항성능 해석과 가장 보편적으로 사용되는 방법이다. 운항 조건이 결정되면 이로

부터 침로각, 운항 속도, 적재 조건의 중복되지 않는 조합에 대하여 내항성능 해석을 수행하고 응력의 응답전달함수를 계산한다. 유탄성을 고려한 내항성능 해석에 의해 선형 스프링잉 성분이 응답전달함수에 포함된다. 응답전달함수와 파랑 스펙트럼으로부터 각 해상 상태별 응답 스펙트럼을 구하고 이에 대한 확률 모델과 Miner's rule을 이용하여 피로 하중을 계산한다. 일반적으로 응력 스펙트럼에 대해 협대역의 가정을 사용하나 선형 스프링잉이 강하게 발생할 경우 대역폭이 넓어지게 되며 이 경우 광대역에 대한 보정이 필요하다.

직접 피로 해석: 경로 2

직접 피로 해석은 불규칙파에서의 응력 시계열로부터 직접 반복 응력을 추출하여 이에 대한 피로 하중을 계산하는 방법이다. 모든 해상 상태에 대하여 선체 유탄성이 고려된 비선형 내항성능 해석을 시간 영역에서 수행한 후 얻어진 운동 응답의 시계열로부터 응력의 시계열을 계산한다. 레인플로우법(rainflow method)을 이용하여 응력의 시계열로부터 직접 반복 응력을 추출한 후에 Miner's rule을 이용하여 피로 하중을 계산한다. 모든 해상 상태에 대해서 시간 영역 비선형 내항성능 해석을 수행해야 하기 때문에 스펙트럴 피로 해석에 비해 계산량이 방대해지지만 비선형 유탄성 응답을 직접적으로 고려할 수 있다.

보간을 이용한 직접 피로 해석: 경로 3

이 방법은 직접 피로 해석 (경로 2)의 계산량을 줄이기 위한 방법으로 먼저 스펙트럴 피로 해석을 수행하여 총 피로 하중에 큰 영향을 주는 운항 조건 (fatigue-domanint operational condition)을 선별한다. 선별된 모든 운항 조건 또는 보간을 할 수 있도록 하나 건너 하나식으로 선택한 운항 조건에 대해 비선형 내항성능 해석과 피로 해석을 수행한다.

하*이브리드 피로 해석: 경로 4*

이 방법은 스펙트럴 해석과 직접 피로 해석이 혼재된 방법으로 비선형 해석이 필요한 해상 상태에 대해서만 직접 피로 해석을 수행하고 나머지는 스펙트럴 피로 해석을 수행하는 방법이다. 이 방법에서 필요한 것은 해당 선박이 어떤 운항 조건에서 비선형 유탄성 응답이 발생하는지를 알아보는 시험을 수행하는 것이다. 비선형 스프링잉 및 슬래밍-휘핑 성분은 파고 제곱 또는 그 이상의 고차 성분에 비례하는 성분으로 특정 유의 파고 이하에서는 그 값이 크지 않다. 또한 파주기와 고유주파수와의 관계로부터 2차 스프링잉 이상이 강하게 발생할 수 있는 파주기의 운항 조건에 대해 파고에 대한 파라메트릭 해석을 통해 비선형 해석이 필요한 운항 조건 (nonlinearity-dominant operational condition)을 선별한다. 다음 단계에서는 모든 운항 조건에 대해서 스펙트럴 피로 해석을 수행하여 비선형 해석이 필요한 운항 조건 중에 피로 하중에 대한 기여도가 매우 작은 운항 조건을 제외시킨다. 최종적으로 남은 운항 조건에 대해서만 비선형 내항성능 해석 및 직접 피로 해석을 수행하여 나머지 운항 조건의 피로 해석결과와 합산한다.

4.1.5. 장기 극한 하중 해석 프러시저

장기 해상 상태에서의 극한 하중을 구하기 위한 방법으로는 선형 응답의 경우 응답 스펙트럼과 확률 밀도 함수로부터 구할 수 있다. 이 방법은 각각의 운항 조건에 대한 단기 극한 하중의 기대값에 발현 빈도를 곱하여 합산하여 장기 극한 하중을 예측한다 (Fukuda, 1967). 이 방법은 비선형성을 직접적으로 고려할 수 없기 때문에 선형 성분에 비선형 성분을 보정하는 형태로 고려하는 방법이 사용된다 (Guedes Soares, 1993; Gaspar et al., 2015). 비선형 응답을 직접 해석하기 위해서는 방대한 계산량을 줄이는 것이 중요하다. 이를 위해서 개발된 방법으로는 contour line method (Winterstein, 1993),

coefficient of contribution method (Baarholm and Moan, 2000), design wave method (Diaz, 2004; Jensen, 2008; Troesch, 1997) 가 있다. 본 논문에서는 설계파법 (design wave method)를 좀 더 포괄적인 형태로 장기 극한 하중 해석에 적용하는 프러시저를 Fig. 4.8에 나타냈다. 이 방법은 선형 유탄성 응답의 확률 모델로부터 최댓값을 예측한 후 이에 대한 설계파를 생성하여 비선형 해석을 수행한다. 이 방법이 Diaz (2004)의 설계파법보다 포괄적인 이유는 선형 응답의 최댓값을 크기순으로 정렬하여 상위 20개 내외에 해당하는 후보 설계파를 생성하기 때문이다. 계산량이 늘어나는 만큼 설계파법의 정확성을 높일 수 있다. 이 해석 프러시저는 다음과 같이 진행된다.

먼저 첫번째 단계에서 결정된 운항 조건으로부터 선형 내항성능 해석을 수행하여 응답전달함수를 계산한다. 유탄성 해석을 이용하기 때문에 선형 스프링잉 성분이 생기며, 응답 스펙트럼도 협대역을 벗어나는 경우가 발생하기 쉽다. 응답 스펙트럼으로부터 일반 대역의 확률 분포 함수를 계산한다 (Cartwright and Longuet-Higgins, 1956). 확률 분포 함수로부터 각 운항 조건별 선형 응답을 예측하여 크기가 큰 순서대로 정렬한다. 그리고 상위 20개 내외의 값들에 대해 설계파를 생성하며 이 때 각 운항 조건별로 필요한 설계파의 개수는 선형 응답과 비선형 응답 사이의 상관 관계에 의해서 결정된다. 특정 시간에 특정 파고를 만족하는 불규칙파를 생성하기 위해서는 결정되지 않은 시스템 (underdetermined system)의 해를 구하여 위상각을 구할 수 있으며 이를 만족하는 해는 무수히 많다 (김태영, 2015). 생성된 설계파에 대해서 비선형 내항성능 해석을 수행하여 얻어진 응답으로부터 최댓값을 추출하면 그 값이 장기 해상 상태에서의 극한값이 된다.

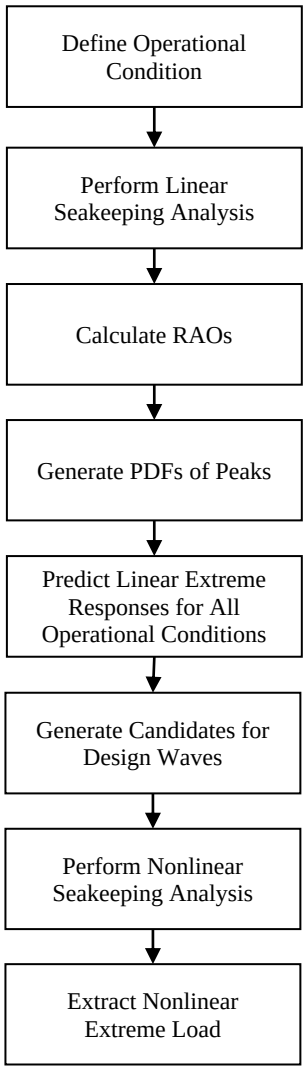


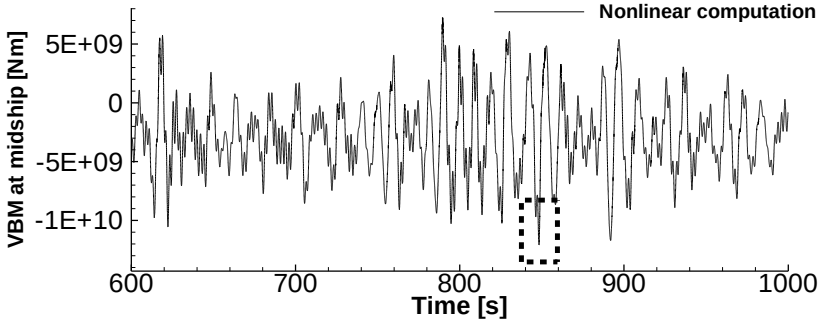
Fig. 4.8 Long-term analysis procedure for extreme load

상기의 프러시저에 사용된 장기 극한 하중 해석법의 배경은 다음과 같다. 선박이 일생동안 경험하는 입사파는 파랑 스펙트럼과 랜덤 위상각을 이용하여 생성할 수 있다. 이 입사파와 선체에 야기되는 응답의 시계열의 예를 Fig. 4.9에 나타내었다. 이 경우 극한 하중은 비선형 수직 굽힘 모멘트의 최댓값이며, 이는 850초 부근에서 발생한 호깅 모멘트이다. 이때의 비선형 호깅 모멘트를 계산하기 위해서는 850초 부근 전후 200초 정도의 입사파가 필요하다. 비선형 응답 (850초)과 선형 응답 (890초)이 같은 입사파의 같은 시점

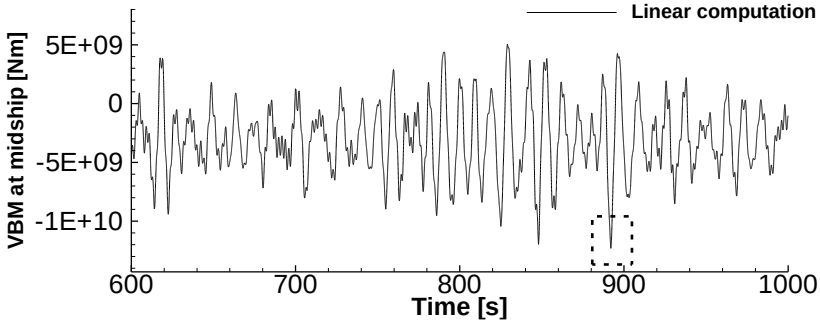
에서 각각의 최댓값을 보여주지는 않지만 둘 사이에는 밀접한 관계가 있기 때문에 선형 응답을 이용하여 비선형 최대 응답을 야기하는 입사파의 후보들을 추출할 수 있다. 선형 응답이 큰 순서대로 여러 개의 입사파를 추출하여 이에 대해서만 비선형 해석을 수행하여 그 중에 가장 큰 비선형 수직 굽힘 모멘트를 추출하면 원하는 비선형 수직 굽힘 모멘트의 최댓값을 얻을 수 있다.

선박의 20년간 경험하는 파랑 하중을 약 100개의 운항 조건으로 나눈다고 가정한 시계열을 Fig. 4.10에 나타내었다. 운항 조건에는 해상 상태, 입사각, 전진 속도, 화물 적재 조건 및 노출 시간 (발현 빈도)이 포함된다. 하나의 운항 조건에서의 비선형 응답을 계산하기 위해서 약 10개의 후보 입사파가 필요하다고 가정하면 20년의 입사파는 약 55.6시간 (100*10*200초)의 입사파로 치환된다. 후보 입사파에 대한 비선형 응답의 예를 Fig. 4.11에 나타냈다. 선형 응답과 비선형 응답의 관계가 매우 밀접할 경우에는 첫번째로 큰 선형 응답에 대한 입사파 (1st largest wave)에서 최대 비선형 응답이 발생하겠지만 휘핑과 같은 비선형성이 큰 현상이 발생하면 하위 선형 응답에 대한 입사파 (2nd, 3rd, or n-th largest wave)에서 최대 비선형 응답이 발생할 수 있다. 따라서 입사파로 계산된 1000개의 피크 중 최댓값이 이 선박이 일생에서 경험하는 극한 하중의 기대치가 된다. 이에 대한 검증을 5.2장에서 논의한다.

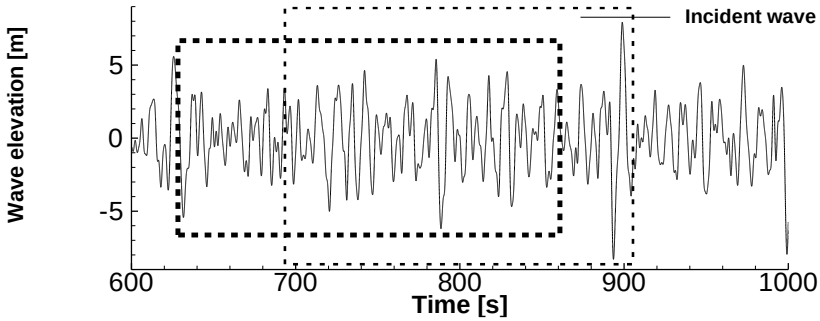
이 방법은 20년 동안의 입사파를 극한 하중의 기대치의 손실 없이 가능한 짧게 만드는 것이 핵심이다. 극한 하중의 예측에 불필요한 부분들을 선형 응답을 이용하여 제거하고 가능성이 있는 입사파에 대해서만 비선형 해석을 수행한다. 입사파의 위상각 생성으로부터 발생하는 랜덤성에 의해 매번 다른 극한 하중이 계산된다. 따라서 위의 계산을 반복 수행하여 평균을 취한 것이 기대값이 된다.



(a) Nonlinear vertical bending moment



(b) Linear vertical bending moment



(c) Incident wave elevation

Fig. 4.9 Relationship between incident wave and linear and nonlinear vertical bending moments

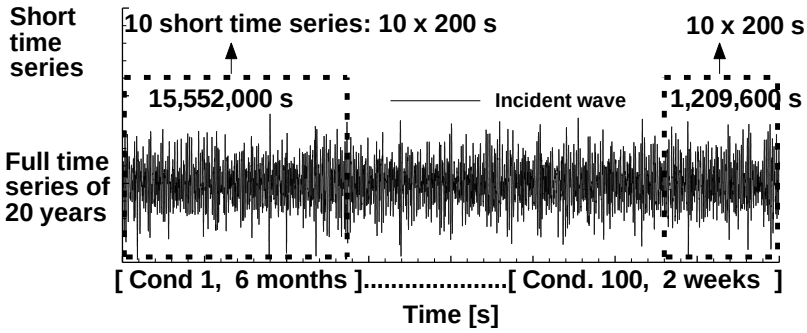


Fig. 4.10 Reduction of a full time series of incident wave

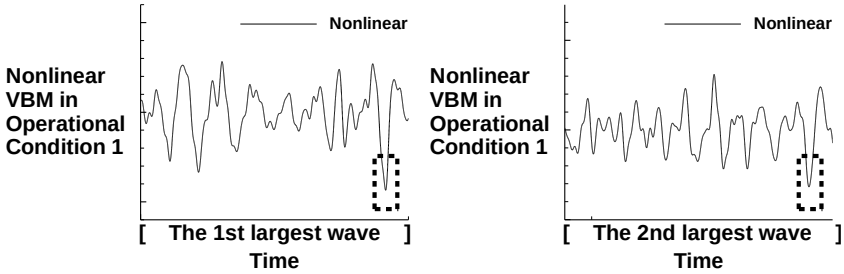


Fig. 4.11 Nonlinear VBMs in candidate design waves

4.2. 선체 유탄성 해석 프러시저에 대한 제안

4.1장에서 논의한 순차적 해석 프러시저는 해석 흐름에 따라 진행되는 것으로 해석법 선택을 위한 논리적 프러시저, 유탄성 내항성능 해석을 위한 기술적 프러시저, 장기 해석 프러시저가 서로 유기적으로 연결되어 있지 않다. 일종의 하향적 접근법 (top-down approach)으로 상위 단계의 프러시저에서 결정된 것들은 하위 단계의 프러시저에 영향을 주지만 하위 단계의 프러시저에 의한 것들은 상위 단계의 프러시저에 영향을 주지 않는다. 프러시저들이 서로 유기적으로 연결되지 않으면 해석 방법의 효율성은 물론이거니와 신뢰성도 높이기 어렵다. 즉, 기존의 순차적 해석 프러시저는 해석 상황에 따라 최적화된 형태로 사용하기에 어려움이 있다. 이러한 배경으로부터 각 상황에 따라 계산 효율성과 신뢰성을 최적화하기 위한 선체 유탄성 해석 프러시저 (Ship Hydroelasticity Analysis Procedure, SHAP)를 제안한다.

4.2.1. 선체 유탄성 해석 프러시저의 개념

선체 유탄성 해석 프러시저 (Ship Hydroelasticity Analysis Procedure, SHAP)는 수치 해석의 효율성과 신뢰성을 높이기 위하여 문제 전반에 걸쳐 있는 모든 사안들을 종합적으로 검토하여 최적의 해석 방법을 도출하기 위

한 것으로 최종 결과물은 최적화된 기술적 프러시저가 된다. 즉, SHAP는 설계 대상 선박과 해석 환경에 특화된 기술적 프러시저 개발을 목표로 한다. 즉, SHAP를 적용하기 위해서는 선박의 운동 및 구조 응답에 발생하는 물리적인 이해와 수치 해석법에 대한 이론적 이해가 필요하다. 이러한 이해를 바탕으로 수치 해석법의 효율성 평가를 명시적 (explicit)으로 수행하는 것이 SHAP의 핵심이다. Fig. 4.12에 이 과정을 도식화하여 나타냈다. SHAP는 총 4단계로 구성되어 있으며 공학 문제에 적용되는 일반적인 공학 설계 과정 (engineering design process)과 매우 유사하다. 다음 장에서 각 단계에 대해 자세히 설명한다.

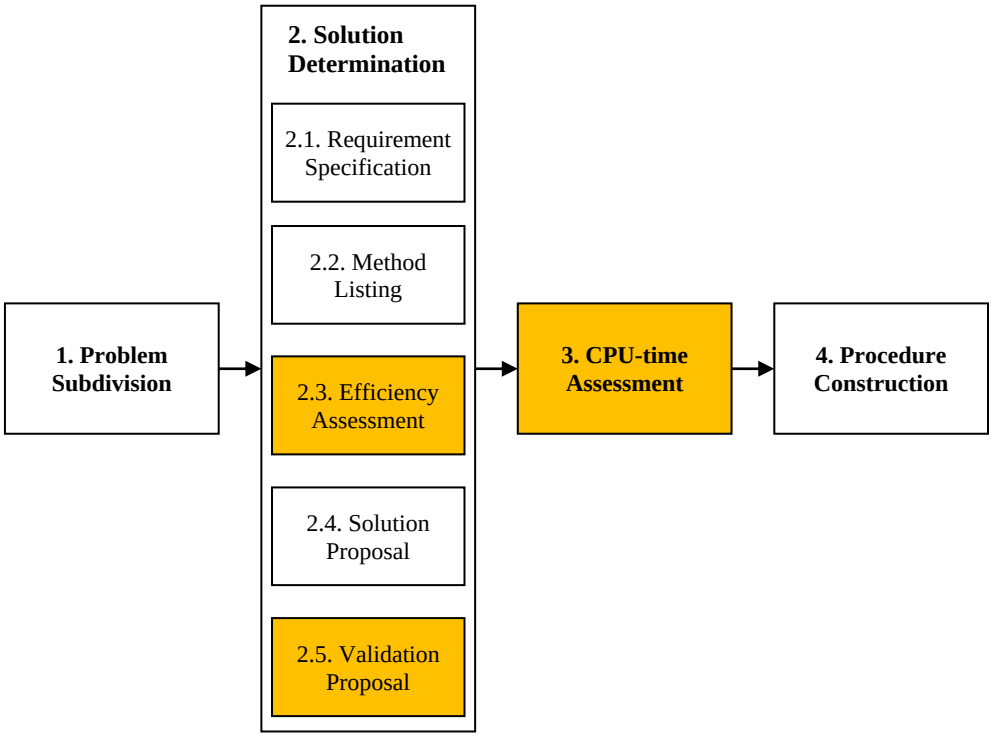


Fig. 4.12 Flow diagram of SHAP

4.2.2. 선체 유탄성 해석 프러시저의 각 단계

SHAP는 1) 문제 세분화 (problem subdivision, PS), 2) 해법 결정 (solution determination, SD), 3) 계산 시간 평가 (CPU-time assessment, CA), 4) 프러시저 구축 (procedure construction, PC)의 4단계로 구성되며 각 단계는 다음과 같다.

1) 문제 세분화 (problem subdivision, PS)

첫 단계인 문제 세분화에서는 선박 설계에 직면한 문제를 요소별로 세분화하는 단계로 일반적으로 복합적인 문제이기 때문에 하나의 문제를 몇 개의 영역의 문제로 나누어 생각할 수 있다. 반대로 생각하면 선박 설계에서 직면하는 문제는 운동 응답, 구조 응답, 단기 또는 장기 해상 상태에서의 환경 하중, 조종 성능, 에너지 효율등의 복합적인 문제이다.

2) 해법 결정 (solution determination, SD)

문제 세분화를 통해 나누어진 각 영역의 문제에 대해서 해법을 결정하는 단계로 하위의 5단계로 구성된다. 2.1) 요구 사항 구체화 (requirement specification, RS)에서는 문제의 요구사항를 구체화 하는 단계로 문제에서 발생하는 물리적인 현상의 이해를 필요로 한다. 예를 들어 어떤 비선형 유체력이 발생하는지 또는 어떤 구조 응답이 발생하는지를 파악하여 수치 해석에서 요구되는 사항을 구체적으로 나열한다. 2.2) 해법 나열 (method listing, ML)에서는 전단계에서 구체적으로 나열된 요구 사항들을 만족하는 해석 방법을 나열한다. 2.3) 효율성 평가 (efficiency assessment, EA)에서는 나열된 방법들의 효율성을 평가하는 단계로 수치 해석법의 속도 S_C와 수치 해석 계산량 T_C을 평가한다. 계산 속도 S_C와 계산량 T_C은 다음과 같이 정의한다.

S_C = simulation time/wall-clock time (4.1)

T_C = required simulation time [hours] (4.2)

연성 해석법의 경우 세분화된 영역별로 계산 속도를 측정하기 어려울 경우에는 연성 해석법의 각 영역을 세분화하지 않고 연성 문제를 하나의 영역으로 취급할 수 있다. 장기 해석법의 경우에는 계산 속도가 아닌 계산량을 추정한다. 계산 속도의 단위는 없으며 계산량의 단위는 편의상 시간 (hours)을 사용한다. 2.4) 해법 제안 (solution proposal, SP)에서는 ML단계에서 나열된 해석법들의 성능과 EA단계에서 평가한 효율성을 고려하여 적합한 해법을 선택한다. 2.5) 검증 방법 제안 (validation proposal, VP)에서는 선택한 해법에서 발생할 수 있는 수치 오차를 최소화하기 위한 검증 방법을 고안한다. 수치 해석 과정에서 발생하는 수치 오차를 최소화 하기 위한 검증으로 수렴성 테스트를 통해 대부분의 수치 오차를 억제할 수 있다.

3) 계산 시간 평가 (CPU-time assessment, CA)

계산 시간 평가 단계에서는 세분화된 영역의 계산 속도와 계산량으로부터 총 소요시간 T_T과 실 소요시간 T_R을 다음과 같이 추정한다.

$$T_T = T_C \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{S_C{}^j} \text{ [hours]} \tag{4.3}$$

$$T_R = \frac{T_C \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{S_C{}^j}}{N_N C_E} \text{ [hours]} \tag{4.4}$$

여기에서 n은 계산 속도를 갖는 세분화된 영역의 수, N_N은 병렬 계산에 사용할 CPU node의 수, C_E는 병렬 계산의 효율이다. 병렬 계산을 하지 않을

경우에 N_N=1와 C_E=1이 된다. 병렬 계산을 장기 해석에 적용할 경우는 다음과 같이 된다. 예를 들어 100개의 운항 조건에 대한 해석을 100개의 CPU node에서 동시에 수행하면 병렬 계산의 효율은 최대 C_E=1이 되며 CPU node의 수 N_N=100이 된다. 하나의 운항 조건 해석에 CPU node를 4개씩 사용하여 속도가 두배가 되고, 총 400개의 CPU node를 사용할 경우에는 C_E=0.5와 N_N=100이 된다. 사용 가능한 CPU 자원에 대한 실 소요시간 T_R을 추정할 수 있다. 이렇게 추정한 실 소요시간이 설계 일정에 무리가 없는 수준이라고 판단되면 다음 단계인 프러시저 구축으로 넘어간다. 실 소요시간이 너무 클 경우에는 2.4) 해법 제안 (SP)단계로 돌아가 좀 더 해석 속도가 빠르고 해석 계산량이 적은 방법을 선택하여 다시 계산 시간 평가(CA)를 수행한다.

4) 프러시저 구축 (procedure construction, PC)

마지막 단계로 계산 시간 평가가 허용 범위에 들어온 해석 방법을 설계 문제에 적용하는 기술적 프러시저를 구축한다. 여기에서 중요한 부분은 2.5) 검증 방법 제안 (VP)에서 고안된 검증법을 프러시저 안에 포함시키는 것이다. 즉, 설계하중 추정을 위한 해석뿐만 아니라 검증용 해석까지 포함되어야 한다. 이로써 명시적인 계산 효율 평가와 검증용 해석이 포함된 기술적 프러시저가 완성된다.

4.3. 선체 유탄성 해석 프러시저의 적용

선박 설계에 내항성능 해석 및 구조 하중 평가에 있어서 가장 중요한 문제는 장기 해상 상태에서의 파랑 중 피로 및 극한 하중 평가이다. 본 장에서는 이 두가지의 중요한 설계 문제에 대해서 4.2장에서 제안한 선체 유탄성 해석 프러시저 (SHAP)를 적용하여 기술적 프러시저를 구축한다.

4.3.1. 장기 해상 상태에서의 피로 하중 해석

초대형 컨테이너선의 장기 피로 하중 해석에 SHAP를 적용하여 높은 효율성과 신뢰성을 갖는 기술적 프러시저를 구축하기 위한 과정을 Fig. 4.13에 나타냈다. 각 과정에 대한 설명은 다음과 같다.

1) 문제 세분화 (PS)

초대형 컨테이너선의 장기 피로 해석은 크게 유체 모델링, 구조 모델링, 장기 피로 해석으로 세분화하여 생각할 수 있다.

2.1) 요구 사항 구체화 (RS): 유체 모델링

초대형 컨테이너선의 저차 구조 진동 모드는 낮은 고유주파수를 갖기 때문에 파랑 중에서 선형 및 비선형 스프링잉이 발생하기 쉽다. 또한 넓직한 선수 플레어의 형상에 의해 슬래밍-휘핑도 발생하가 쉽다. 유체 모델링에서는 이러한 비선형 유체력을 계산할 수 있어야 한다.

2.2) 해법 나열 (ML): 유체 모델링

비선형 스프링잉과 슬래밍을 계산할 수 있는 유체 모델로는 본 논몬의 2장에서 소개한 3차원 포텐셜 기반의 경계요소법에 약비선형 접근법과 2차원 슬래밍 모델인 일반화된 Wagner 모델을 결합한 방법 (3-D BEM+2-D GWM)이 있다. 본 연구에서는 경계요소법의 하나인 3차원 랜킨패널법을 사용한다. 보다 강한 비선형 유체력까지 계산할 수 있는 방법으로는 CFD가 있다. 다른 비선형 유체 모델링도 있으나 가장 많이 사용되는 두 가지 방법에 대해서만 비교한다.

2.3) 효율성 평가 (EA): 유체 모델링

경계요소법인 3차원 랜킨패널법과 일반화된 Wagner 모델, 6자유도 강체 구조 모델을 이용하여 시간 영역에서 100초 (simulation time) 동안의 비선

형 해석을 수행하였고, 약 200초 (wall-clock time)의 시간이 소요되었다. 따라서 계산 속도 S_C는 0.5가 된다. CFD의 경우 실제로 최소 100배는 느릴 것으로 예상되므로 최대 0.005라 가정한다.

2.4) 해법 제안 (SP): 유체 모델링

3차원 랜킨 패널법과 일반화된 Wagner 모델을 결합한 방법은 3.2장에서 검증한 바와 같이 비선형 스프링잉과 슬래밍-휘핑 예측에 유효했다. 또한 CFD와 비교하여 매우 빠른 계산 속도를 갖기 때문에 이 방법이 본 문제의 유체 모델링에 적합하다고 판단된다.

2.5) 검증 방법 제안 (VP): 유체 모델링

시간 영역에서의 3차원 랜킨 패널법과 일반화된 Wagner 모델의 해는 시간 간격와 패널의 격자의 밀도에 민감하게 변한다. 따라서 이 방법을 사용할 경우에는 격자와 시간 간격에 대한 수렴성 테스트를 수행하여 결과를 검증할 필요가 있다. 수렴성 테스트를 수행하기 위한 과정은 4.1.2장에 소개된 기술적 프러시저를 사용하면 된다.

2.1) 요구 사항 구체화 (RS): 구조 모델링

피로 하중 해석을 위해서는 유탄성 응답을 포함한 국부 응력 (hot-spot stress)이 필요하다.

2.2) 해법 나열 (ML): 구조 모델링

요구 사항을 만족하는 구조 모델링 방법으로는 보 구조 모델에 국부 3차원 유한요소 모델을 결합한 방법 (beam+local model), 3차원 유한요소 모델에 모드중첩법을 결합한 방법 (3-D FEM+modal), 3차원 유한요소 모델을 직접 사용하는 방법 (3-D FEM+direct)가 있다. 3차원 유한요소 모델은 국부 응력 평가를 위해 국부적으로 정밀 격자를 포함해야 한다.

2.3) 효율성 평가 (EA): 구조 모델링

유체 모델과 구조 모델을 결합하여 약 100초의 계산을 수행하는데에 보

구조 모델의 경우 약 240초, 3차원 유한요소 모델과 모드중첩법의 경우 약 300초가 필요했다. 따라서 유체 영역에 사용된 시간 200초씩을 고려하면 계산 속도는 각각 2.5와 1.0이 된다. 3차원 유한요소 모델을 직접 사용하는 경우에 대해서는 계산을 수행하지 않았지만 최소 100배는 느릴것으로 예상되므로 최대 0.001이라고 가정한다.

2.4) 해법 제안 (SP): 구조 모델링

보 구조 모델을 사용하더라도 유체 영역의 계산 속도 때문에 전체적인 계산 속도가 획기적으로 빨라지지 않으므로 3차원 유한요소 모델에 모드중첩법을 결합한 방법 (3-D FEM+modal)이 적합한 것으로 판단된다. 3차원 유한요소 모델을 직접 사용하기에는 계산 속도가 너무 느릴것으로 예상된다.

2.5) 검증 방법 제안 (VP): 구조 모델링

3.2장에서 검증한 것처럼 3차원 유한요소 모델에 모드 중첩법을 결합한 방법은 스프링잉과 휘핑 응답 예측에 매우 유효했다. 3차원 유한요소 모델링을 제작할 경우에는 4.1.2장에 소개한 수렴성 테스트 수행해야 하여 모델링으로부터 오는 수치 오차를 최소화 한다. 또한 국부 응력을 계산할 경우에는 추가적인 수렴성 테스트를 수행해야 한다. 국부 응력은 고차의 탄성체 변형 모드에 의한 성분까지 포함해야 수렴하기 때문에 모드 수에 따른 응력의 수렴성을 테스트 해야한다.

2.1) 요구 사항 구체화 (RS): 장기 피로 해석

유탄성 응답이 포함된 피로 하중 해석을 위해서는 선형 및 비선형 성분을 모두 피로 하중에 반영해야 한다.

2.2) 해법 나열 (ML): 장기 피로 해석

4.1.4장에서 소개한 네가지의 피로 해석 방법 중에서 비선형 피로 하중을 고려할 수 있는 방법은 직접 피로 해석 (fully direct), 보간을 이용한 직접 피로 해석 (direct with interpolation), 하이브리드 피로 해석 (hybrid)이 있

다.

2.3) 효율성 평가 (EA): 장기 피로 해석

장기 피로 해석법에서는 계산량이 결정되는데 장기 해상 상태에서의 운항 조건을 총 81개의 조건 (주파수 9개x파고 9개)으로 표현된다고 가정하고 이 경우의 계산량 T_C를 추정한다. 이 가정에서는 운항 조건과 해상 상태가 일대일로 대응된다. 엄밀하게 운항 조건을 결정하면 하나의 해상 상태에 대해서 다수의 침로각, 전진 속도, 하중 적재 조건의 조합에 의해 다수의 운항 조건이 발생한다. 각각의 운항 조건의 계산에 대한 계산량은 3시간이라고 가정하고 응답전달함수를 계산하기 위한 조합은 침로각과 전진속도의 조합의 수로 7이라 가정한다. 스펙트럴 해석을 위한 계산량은 응답전달함수에 필요한 시간이 지배적이므로 (7x3)=21시간이 된다. 직접 피로 해석의 계산량은 (81x3)=243시간, 보간을 이용한 직접 피로 해석의 계산량은 스펙트럴 해석에 필요한 21시간과 12개의 운항 조건에 대한 비선형 해석에 필요한 (12x3)=36시간을 더하여 57시간이 된다. 12개의 운항 조건은 81개의 운항 조건중에서 피로 하중 기여가 큰 (7x5)=35개의 운항 조건의 피로 하중을 (4x3)=12개의 운항 조건의 피로 하중으로 보간하기 위한 것이다. 12개의 운항 조건 선택에 관한 부분은 5.2.4장에서 설명한다. 하이브리드 피로 해석의 경우에는 스펙트럴 해석에 필요한 21시간과 비선형 해석을 수행할 16개의 운항 조건에 대한 (16x3)=48시간을 더하여 69시간이 된다.

2.4) 해법 제안 (SP): 장기 피로 해석

직접 피로 해석과 다른 방법을 비교하더라도 최대 4배의 계산량이었으며, 다른 방법들은 그 검증을 위한 계산이 추가적으로 필요하기 때문에 직접 피로 해석과 비교하여 큰 장점이 없다. 따라서 직접 피로 해석이 적합한 방법으로 판단된다.

2.5) 검증 방법 제안 (VP): 장기 피로 해석

직접 피로 해석을 수행할 경우에 발생하는 수치 오차는 불규칙파의 재현에서 발생할 수 있기 때문에 파랑 스펙트럼을 이산화할 경우에 대해서 수렴성 테스트를 수행해야 한다. 또한 계산량을 줄이기 위하여 각 운항 조건별 해석 시간인 3시간에 대해서도 수렴성 테스트를 수행해야 한다.

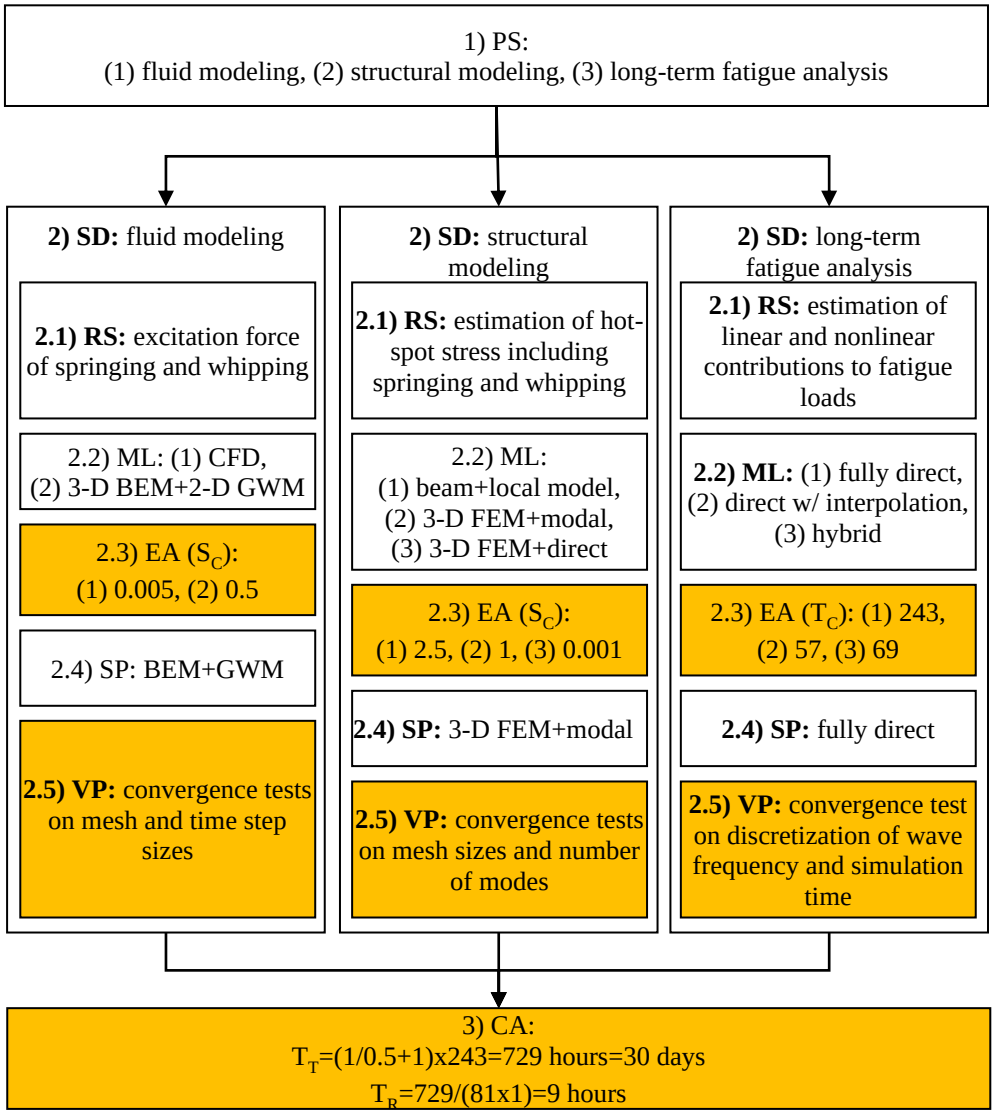


Fig. 4.13 Application of SHAP to long-term fatigue analysis

3) 계산 시간 평가 (CA)

이 단계에서는 해법 결정 단계에서 제안된 해법들의 계산 속도와 계산량으로부터 총 소요시간 T_T과 실 소요시간 T_R을 계산한다. 81개의 운항 조건에 대한 독립적인 계산이 가능하므로 81개의 CPU node를 사용하여 병렬계산을 수행한다고 가정한다. 총 소요시간은 (1/0.5+1)x243=729시간이 되며 실 소요시간은 729/(81x1)=9시간이 된다.

4) 프러시저 구축 (PC)

SHAP를 통해 선택된 해석방법과 각각에 대한 검증 방법을 이용하는 기술적 프러시저를 구축하여 Fig. 4.14에 나타냈다. 가장 먼저 대상 선박의 운항 조건을 결정하고 수치 모델을 제작한다. 그리고 다음 과정이 순서에 맞게 수치 모델의 검증을 수행한다. 수치 모델의 검증의 첫 단계는 4.1.2장에서 논의한 바와 같이 유체와 구조 모델 각각에 대해서 수렴성 테스트와 연성된 모델에 대한 수렴성 테스트이다. 다음 단계는 수렴된 응력을 계산하기 위한 필요 구조 모드의 수를 결정하기 위한 테스트를 수행한다. 규칙파 또는 불규칙파 중의 운동 응답을 이용하여 수행한다. 마지막 검증은 불규칙파 중의 응답에 대한 수렴성 테스트를 수행한다. 수렴된 결과를 얻을 수 있는 파랑 주파수의 이산화 개수와 해석 시간을 결정한다. 수치 모델들에 대해서 검증이 완료되면 모든 운항 조건에 대해 비선형 내항성능 해석을 수행하여 운동 응답을 계산한다. 그리고, 얻어진 모드 운동 응답으로부터 국부 응력을 계산한다. 국부 응력의 시계열로부터 레인플로법을 이용하여 각각의 운항 조건에 해당하는 피로 하중을 계산하고 모든 피로 하중을 합산하여 총 피로 하중을 계산한다.

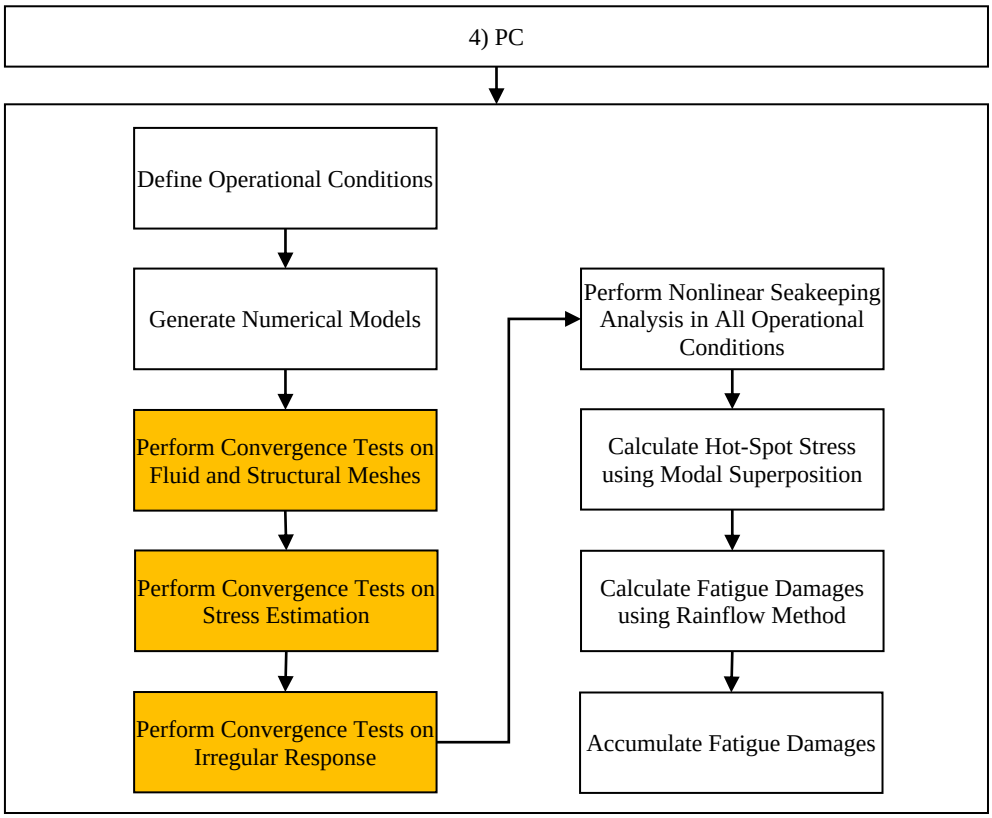


Fig. 4.14 Result of SHAP for long-term fatigue analysis

4.3.2. 장기 해상 상태에서의 극한 하중 해석

초대형 컨테이너선의 장기 극한 하중 해석에 SHAP를 적용하여 높은 효율성과 신뢰성을 갖는 기술적 프러시저를 구축하기 위한 과정을 Fig. 4.15에 나타냈다. 선체 중앙부에 작용하는 수직 굽힘 모멘트의 극한값을 얻기 위한 과정은 다음과 같다.

1) 문제 세분화 (PS)

초대형 컨테이너선의 장기 피로 해석은 크게 유체 모델링, 구조 모델링, 장기 극한 하중 해석으로 세분화하여 생각할 수 있다. 유체 모델링 4.3.1장의 피로 하중 해석과 동일하며 구조 모델링은 보 단독 모델이나 정밀 격자가 없는 3차원 유한요소 모델로 충분하다. 또한 수직 굽힘 모멘트는 외력과

관성력을 적분하여 얻을 수 있으므로 모드 중첩에 따른 수렴성 테스트를 수행할 필요가 없다. 나머지 부분인 장기 극한 하중 해석에 대한 과정은 다음과 같다.

2.1) 요구 사항 구체화 (RS): 장기 극한 하중 해석

유탄성 응답이 포함된 극한 하중 해석을 위해서는 선형 및 비선형 성분을 모두 고려할 수 있는 방법이 필요하다. 즉 응답 스펙트럼과 확률 모델만을 이용하는 방법으로는 부족하다.

2.2) 해법 나열 (ML): 장기 극한 하중 해석

4.1.4장에서 소개한 비선형 장기 극한 하중 해석을 위한 방법으로 등고선법 (contour line method), 기여도 계수법 (coefficient of contribution method), 설계파법 (design wave method)이 있다. 세 방법의 공통적인 목적은 비선형 해석을 수행할 해상 상태 또는 입사파를 생성하여 계산량을 줄이는 것이다.

2.3) 효율성 평가 (EA): 장기 극한 하중 해석

먼저 등고선법은 각 조우 주파수 주기별로 일생 동안의 발현 빈도가 1 즉, 재현 기간이 일생이 되는 유의파고를 계산하여 그 해상 상태에 대한 비선형 해석을 수행하는 방법이다. 총 81개의 단기 해상 상태 분포를 81개의 운항 조건으로 가정하였고 7종류의 전진 속도를 고려할 경우 발현 빈도가 1이 되는 63개의 운항 조건을 얻을 수 있다. 따라서 계산량은 (63x3)=189 시간이 된다. 기여도 계수법은 고전적인 응답 스펙트럼과 확률밀도 함수로부터 극한 하중에 기여가 큰 운항 조건을 선별하여 선별된 조건에 대해서만 비선형 해석을 수행하여 얻어진 결과로부터 와이블 분포(Weibull distribution)의 파라미터를 계산하여 극한 하중을 예측한다. 81개의 운항 조건 중에 필요한 기여도가 큰 조건이 9개라고 가정하면, 응답전달함수 해석을 위한 (7x3)=21시간과 비선형 계산을 위한 (9x3)=27시간으로부터 48시간의 계산이 소요된다.

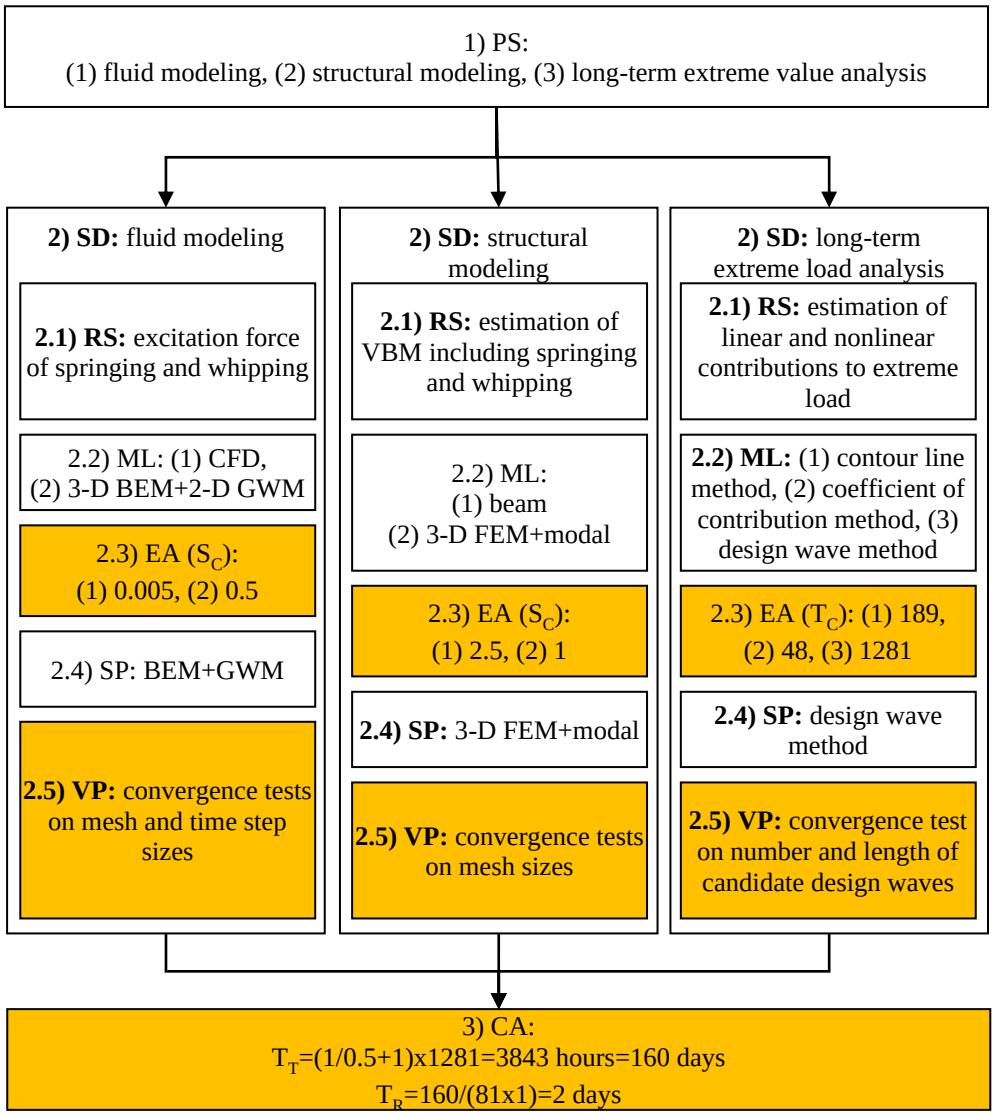


Fig. 4.15 Application of SHAP to long-term extreme load analysis

마지막으로 4.1.5장에서 소개한 포괄적 형태의 설계파법에 대해 검토한다. 선형 극한 하중을 추출하기 위한 응답전달함수의 해석에 (7x3)=21시간이 필요하며, 등고선법과 마찬가지로 63개의 운항 조건 각각에 대해 후보 설계파를 생성한다. 하나의 운항 조건별로 필요한 후보 설계파의 개수를 20개, 설계파의 길이를 200초라고 가정하면 약 1시간이 된다. 후보 설계파는 랜덤 함수를 이용하여 생성되므로 위상각에 따라 극한값이 달라지게 된다. 따라서 다른 위상각을 갖는 후보 설계파를 생성하여 비선형 응답을 계산하고 그

평균값을 구해야 하며 이때 필요한 반복횟수를 20이라 가정한다. 즉, 하나의 운항 조건에 약 20시간이 소요된다. 따라서 포괄적 형태의 설계파법에서는 (21+63x20)=1281시간의 계산량이 요구된다.

2.4) 해법 제안 (SP): 장기 극한 하중 해석

본 연구에서는 포괄적 형태의 설계파법을 사용하더라도 계산 시간이 실현 가능한 수준이기 때문에 가정 적합한 것으로 생각된다. 등고선법은 등고선에 위치 하지 않은 운항 조건에서도 극한 하중이 발생할 소지가 있으며, 기여도 계수법은 와이블 분포를 이용한 외삽에서 통계학적 불확실성을 갖는 단점이 있다. 이러한 부분들에 대한 검증은 쉽지 않으나 포괄적 형태의 설계파법은 후보 입사파의 개수를 늘려 수렴성 테스트만 수행하면 그 유효성이 검증된다. 후보 입사파의 개수를 최대로 늘릴 경우 이는 일생 동안의 입사파와 일치하게 된다.

2.5) 검증 방법 제안 (VP): 장기 극한 하중 해석

포괄적 형태의 설계파법에서 발생하는 오차는 후보 설계파의 시간적 길이와 후보 설계파의 개수이다. 따라서 이에 대한 수렴성 테스트를 수행하여 그 값들을 결정한다.

3) 계산 시간 평가 (CA)

해법들의 계산 속도와 계산량으로부터 총 소요시간 T_T과 실 소요시간 T_R을 계산한다. 1260개의 후보 설계파에 대하여 운항 조건에 대한 독립적인 계산이 가능하지만 피로 해석과 마찬가지로 81개의 CPU node만을 사용하여 병렬계산을 수행한다고 가정한다. 총 소요시간은 (1/0.5+1)x1281=3843시간 즉, 160일이 된다. 실 소요시간은 160/(81x1)=2일이 된다.

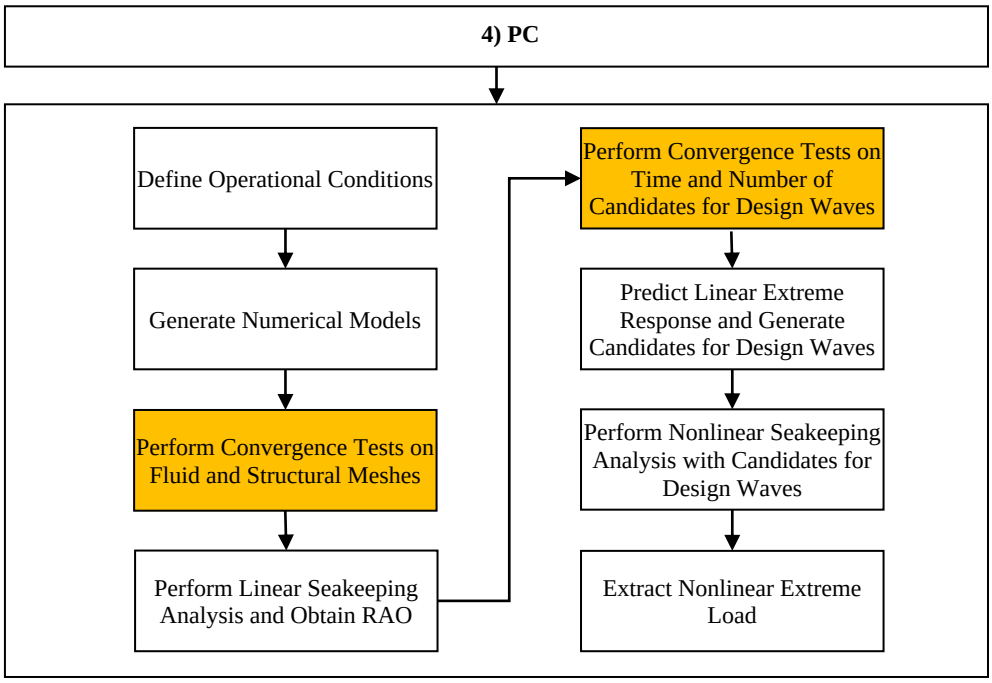


Fig. 4.16 Result of SHAP for long-term extreme load analysis

4) 프러시저 구축 (PC)

SHAP를 장기 극한 하중 해석에 적용하여 선택한 해석법과 검증 방법으로 기술적 프러시저를 구축하여 Fig. 4.16에 나타냈다. 먼저 운항 조건을 결정하고 수치 해석 모델을 제작하여 격자에 대한 수렴성 테스트를 수행하고 응답전달함수를 계산한다. 그리고 후보 설계파의 수렴성 테스트를 다음과 같이 수행한다. 비선형성이 강하게 일어나기 쉬운 운항 조건에 대해 선형 극한 응답을 예측하고 후보 설계파를 생성한다. 선형 극한 응답은 비선형 극한 하중과 상관성 큰 응답이어야 하며 상관성이 클 수록 후보 설계파의 개수가 작아진다. 예를 들어 비선형 수직 굽힘 모멘트의 경우에는 선형 수직 굽힘 모멘트가 적합하며, 비선형 슬래밍 압력의 경우에는 선수부의 상대 입수 속도가 적합하다. 후보 설계파의 시간을 늘려가며 의도한 지점에서 응답이 수렴하도록 설계파의 길이를 결정한다. 그리고 3시간의 몬테카를로 시뮬레이션 (Monte Carlo simulation)을 반복 수행하여 얻은 비선형 극한 하중

과 비교하여 비슷한 수준의 비선형 극한 하중을 얻을 수 있는 후보 설계파의 개수를 결정한다. 포괄적 형태의 설계파법이 검증되면 모든 운항 조건에 대해서 선형 극한 응답을 예측하고 후보 설계파를 생성한다. 이 설계파에 대해서 비선형 내항성능 해석을 수행하여 얻은 응답으로부터 비선형 극한 하중을 추출한다. 즉, 1260개의 피크값중에서 가장 큰 값을 고르면 된다.

5. 실선 적용 사례

2장에서는 유탄성 수치 해석법을 소개하였고, 3장에서는 수치 해석법을 실험 결과와 비교하여 그 성능을 검증하였다. 4장에서는 수치 해석법을 실선에 효과적으로 적용하기 위한 프러시저를 소개하였다. 본 장에서는 4장에서 개발된 프러시저를 초대형 컨테이너선의 실선에 적용하여 발생하는 문제와 결과에 대해 논의한다.

5.1. 운항 조건과 수치 해석 모델

대상 선박은 수선간길이 350 m의 초대형 컨테이너선으로 상세 제원을 Table 5.1에 나타냈다. 장기 피로 및 극한 하중 해석에서의 첫번째 단계는 공통적으로 운항 조건을 결정하는 단계로 운항 조건을 정밀하게 결정하면 할 수록 수치 해석 결과의 신뢰성이 높아진다.

Table 5.1 Principal dimensions of the ultra large containership (full scale)

Item	Value
LBP	350.0 m
Breadth	48.2 m
Draft at FP and AP (full load condition)	14.5 m
Displacement (full load condition)	169692 tons
VCG (full load condition)	21.44 m
LCG (full load condition)	170.48 m
Natural freq. of VB (wet mode)	0.48 Hz
Damping ratio of VB (wet mode)	0.9% of critical damping.

선박의 예상 노선에 대한 파랑 빈도표로부터 침로각, 유의파고와 파장, 전진 속도, 적재 하중 조건의 조합에 대한 발현 빈도를 결정한다. 본 연구에서는 해당 선박의 운항 조건을 결정하기 위한 정보가 없어 다음과 같이 가정

하였다. 운항 노선은 북대서양을 왕복으로 항상 만재적하상태 (full load condition)로 선수파만을 맞으면서 운항한다. 유의파고가 3.5m이하에서는 설계 속도인 27노트로 운항하며, 그 이상에서는 의식적감속 (voluntary speed reduction)을 통해 유의파고 9.5m에서는 15노트의 속도로 운항한다. 이 운항 조건에 대한 발현 빈도를 Table 5.2에 정리하였다. 발현 빈도 1을 3시간으로 계산하면 총 발현 횟수 96138은 약 35년의 기간에 해당한다.

Table 5.2 Number of occurrences of sea states and operational conditions for the ultra large containership in the North Atlantic Ocean

Tz (s) / Hs(m)	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	Total	Speed (kts)	Heading angle (deg)
1.5	986	4976	7738	5569	2375	703.5	160.7	30.5	5.1	22545	27.0	180
2.5	197.5	2158	6230	7449	4860	2066	644.5	160.2	33.7	23800	27.0	180
3.5	34.9	695.5	3226	5675	5099	2838	1114	337.7	84.3	19104	27.0	180
4.5	6	196.1	1354	3288	3857	2685	1275	455.1	130.9	13248	25.5	180
5.5	1	51	498.4	1602	2382	2008	1126	463.6	150.9	8284	24.0	180
6.5	0.2	12.6	167.0	690.3	1257	1268	825.9	386.8	140.8	4750	22.0	180
7.5	0	3	52.1	270.1	594.4	703.2	524.9	276.7	111.7	2536	20.0	180
8.5	0	0.7	15.4	97.9	255.9	350.6	296.9	174.6	77.6	1269	17.5	180
9.5	0	0.2	4.3	33.2	101.9	159.9	152.2	99.2	48.3	599.2	15.0	180
Total	1225	8093	19285	24677	20785	12783	6120	2384	783.3	96138		

5.1.1. 유체 모델링

4.1.2장의 유체 모델링 프러시저에 따라 컨테이너선의 선형 패널 모델, 비선형 물체 패널 모델, 슬래밍 단면 모델을 제작하여 Fig. 5.1에 비교하였다. 선형 패널 모델은 반쪽 기준으로 물체 표면에 400개, 자유 수면에 2000개의 패널을 배치하였으며 자유 수면 영역의 반지름은 약 1500m이다. 비선형 패널 모델은 물체 표면에만 반쪽 기준으로 약 3000개의 패널이 분포되었다. 슬래밍 모델은 선수부에만 약 15개의 수면과 수직한 단면으로 구성되었다.

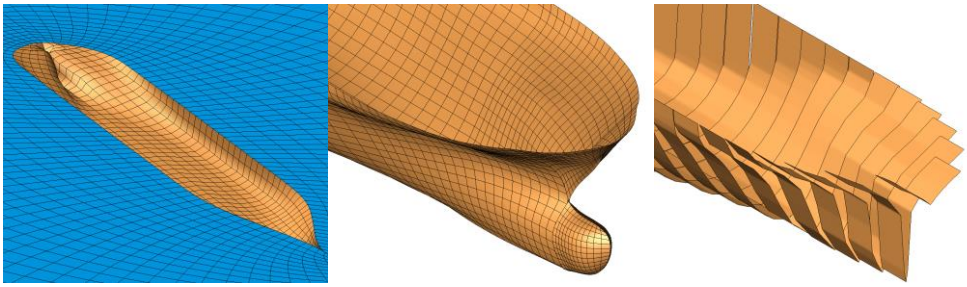


Fig. 5.1 A set of hydrodynamic models for the ultra large containership (left: linear panel model, middle: nonlinear body panel model, right: slamming model)

5.1.2. 구조 모델링

초대형 컨테이너선의 구조 해석을 위한 모델로는 전선 유한요소 모델을 사용하며 이를 Fig. 5.2에 나타냈다. 이 유한요소 모델은 약 60000개의 쉘요소와 약 30000개의 로드 (rod) 및 보 요소로 구성되었으며, 약 40000개의 절점을 갖는다. 전체적으로는 거친 격자를 갖고 있지만 국부 응력을 직접 평가하기 위하여 국부적으로 정밀 격자를 배치하였다. 선체 중앙부 격벽근처의 갑판높이의 해치 코너 (hatch corner)부의 피로 하중을 평가하기 위하여 해당 부분을 쉘 요소로를 모델링하였고, Fig. 5.3와 같이 가장자리에 로드 요소를 배치하여 로드 요소의 길이 방향 응력이 해치 코너의 국부 응력이 되도록 하였다. 국부 응력을 계산하기 위해서는 구조 격자 크기에 대한 수렴성 테스트를 수행하거나, 선급의 가이드라인에서 제시하는 t x t 격자를 이용하여 외삽을 통해 계산할 수 있다. 적재화물인 컨테이너의 질량은 회전관성을 포함하는 결합질량 (coupled mass)을 이용하여 모델링하여 RBE3 요소로 격벽에 부착하였다.

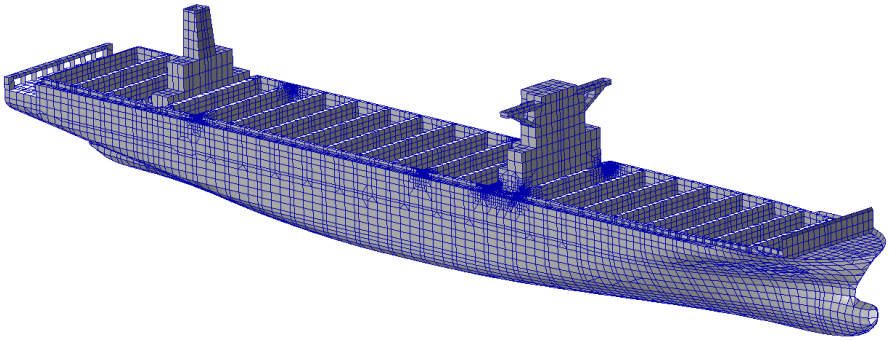


Fig. 5.2. The full ship FE model with local fine mesh of the ultra large containership

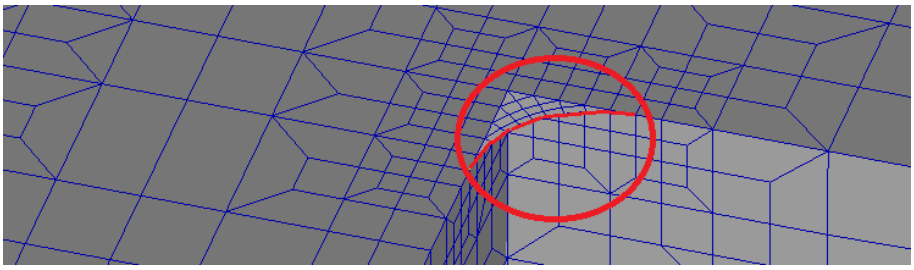


Fig. 5.3 Rod elements on the edge of hatch corner at mid-ship

유탄성 해석에서는 계산 효율을 위해 3차원 유한요소 모델의 저차 모드에 대해서만 동적 연성 해석을 수행하고 고차 모드에 대해서는 비연성 준정적 해석을 수행한다. 4.3.1장에서 결정된 프러시저에 따라 모드 중첩법으로 응력을 계산하기 때문에 수렴된 응력을 계산하기 위하여 다수의 고차 모드가 필요하다. 따라서 고유치 해석에서 총 94개의 탄성 변형 모드를 계산하였다. 드라이 모드에서의 고유치 해석 결과를 Table 5.3나타냈다. 가장 낮은 주파수를 갖는 7번째 모드의 구조 진동 모드는 1절점 비틀림 (1-Tor)이었으며, 컨테이너선의 개구부에 의해 취약해진 비틀림 강성에 의한 것이다. 9번째 모드는 2절점 수직 굽힘 모드 (2-VB)로 스프링잉과 휘핑이 일어나는 매우 중요한 모드이다. 즉 9번째 모드까지만 동적 연성 해석을 수행할 필요가 있다. 여기에서 흥미로운 점은 3절점의 수직 굽힘 모드 (3-VB)가 국부 굽힘 (local bending, LB)와 연성되어 2개의 모드에 나타난것이다. Fig. 5.4에 2절점 수직 굽힘 모드와 3절점 수직 굽힘 모드의 고유 벡터를 비교하였다. 3절점

수직 굽힘 모드는 선체 전체의 굽힘과 격벽의 굽힘, 그리고 양쪽 측벽의 굽힘이 연성된 형태로 나타났다. 고차모드에서 강하게 연성되었다.

완성된 유체 모델과 구조 모델로 해머링 테스트를 수행하였다. 구조 감쇠는 드라이 모드에서의 임계 감쇠의 1%를 가정하였다. 2절점 수직 굽힘 모드의 고유 주파수는 0.48Hz, 감쇠율은 임계 감쇠의 0.9%의 결과를 얻었다.

Table 5.3 Mode shapes and natural frequencies of the containership in dry mode

Mode ID	Mode shape	Freq. [Hz]
7	1-Tor	0.43
8	2-HB+2-Tor	0.53
9	2-VB	0.64
10	3-HB+3-Tor	0.95
11	3-VB+LB	1.23
12	4-HB	1.35
13	LB	1.36
14	4-VB+LB	1.48
15	3-VB+LB	1.53

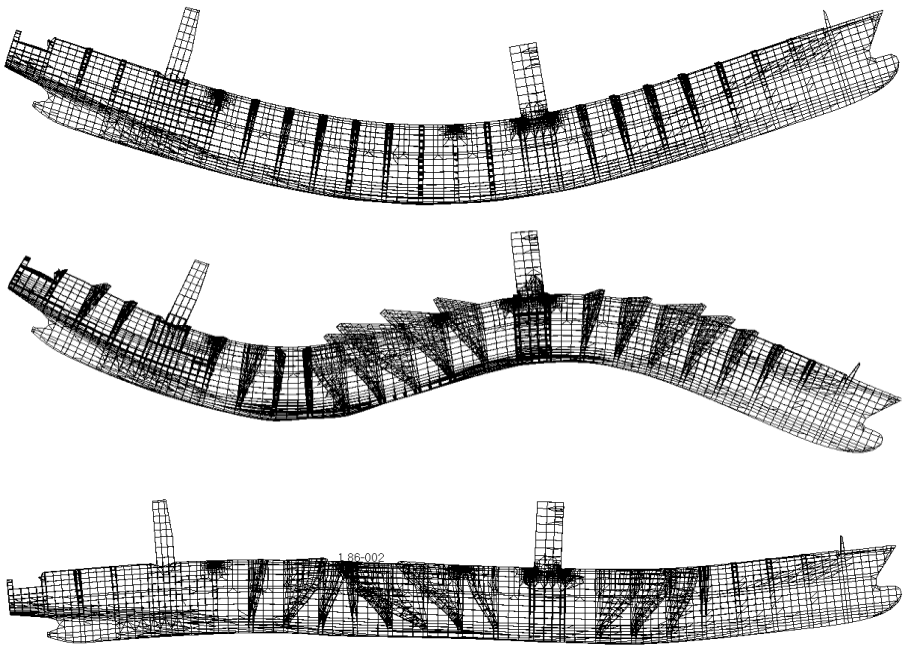


Fig. 5.4 Eigenvectors of the containership (top: 9-th mode, middle: 11-th mode, bottom: 15-th mode)

5.1.3. 모드 중첩법을 이용한 응력 계산

선형 유체력으로부터 발생하는 응력은 전선 모델에 외력을 가하여 구조 해석을 수행하면 응력 응답전달함수 (stress RAO)를 계산할 수 있다. 선급들의 피로 해석 가이드라인에서도 선형 피로 해석을 수행하는 경우에는 이 방법의 사용을 권장하고 있다 (DNV-GL, 2015b). 비선형 유체력에 의해 발생하는 응력은 응답전달함수 대신에 응력의 시계열을 직접 계산해야할 필요가 있다. 이 경우에 전선 모델에 외력의 시계열을 가하여 구조 해석을 수행하기에는 계산량이 너무 방대해지기 때문에 차선책으로 단면력이나 모드 변위의 시계열로부터 응력을 계산하는 방법이 사용되고 있다. Choi et al. (2013)은 길이방향의 단면력을 삼각형 형태의 이산화된 단면력의 분포로 가정하고 이산화된 단면력의 단위하중을 구조 모델의 외력으로 가하여 응력을 계산하였다. 그리고 비선형 단면력의 시계열에 계산된 응력을 곱하여 비선형 응력의 시계열을 계산하였다. Bigot et al. (2015)도 비슷한 방법을 사용하지만 단면력 분포를 삼각형 형태로 가정하지 않고 구조 변형 모드를 이용하였다. 이 방법은 길이 방향 단면력 분포를 모드 변위로 변환한 후에 모드 변위를 응력으로 변환하는 방법을 사용한다. 두가지 방법 모두 단면력으로부터 응력을 구하는 방법으로 측벽의 굽힘과 같은 국부 변형에 의한 응력을 포함하기 어렵다. 수치 해석 결과 뿐만 아니라 실선 또는 모형선에서 계측된 단면력으로부터 응력을 추정하기에도 적합한 방법이다.

본 논문에서는 전선 모델에 입혀진 세밀 격자에서의 모드 응력을 중첩하여 국부 응력을 구한다. 국부 응력 $\sigma_H(t)$은 다음과 같이 근사할 수 있다.

$$\sigma_H(t) = \sum_{j=1}^{m} \alpha^j(t)\sigma_{MH}{}^j \approx \sum_{j=7}^{s} \alpha^j(t)\sigma_{MH}{}^j \tag{5.1}$$

여기에서 $\alpha^j(t)$는 모드 변위, $\sigma_{MH}{}^j$는 모드 국부 응력, m은 3차원 유한요소 모델의 총 자유도, s는 수렴된 응력을 얻기 위해 필요한 모드의 수이다. 6번까지의 모드는 강체 운동 모드로 모드 국부 응력이 0이므로 무시할 수 있으며, 수렴된 응력에 필요한 모드의 수 s는 수렴성 테스트를 통해서 얻어야 한다. 먼저 9번째 모드인 2절점 수직 굽힘 모드에 의해 발생하는 응력 분포를 Fig. 5.5에 나타냈다. 해치 코너의 가장자리의 특정 위치에서 가장 큰 응력이 발생한 것을 알 수 있다.

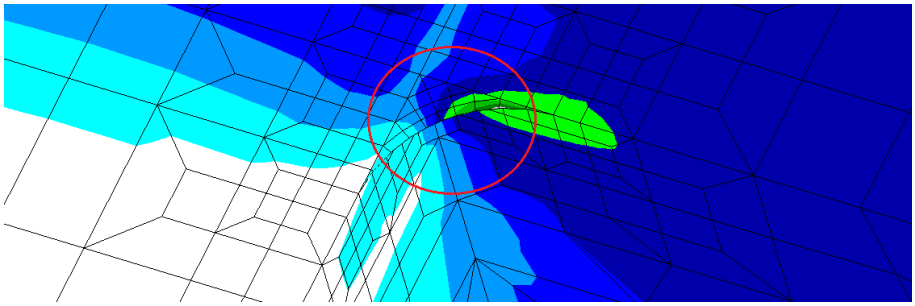


Fig. 5.5 Modal stress distribution of 9-th mode near the hatch corner

해치 코너에 발생하는 응력은 전체의 수직 굽힘에 의한 성분과 측벽 및 격벽의 국부 굽힘에 의한 성분으로 구성된다. 해치 코너의 응력에 직접적인 영향을 미치는 국부 국힘 모드는 인접한 두개의 격벽의 변형 모드이다. 근처의 다른 격벽의 변형에 의해서도 영향을 받지만 이를 인접한 두개의 격벽에 대한 것으로 생각할 수 있다. 인접한 두개의 격벽이 같은 방향으로 변형될 경우에는 Fig. 5.6의 좌측 그림처럼 측벽이 사인함수의 한주기 모양으로 변형된다. 두개의 격벽이 서로 반대 방향으로 변형될 경우에는 Fig. 5.6의 우측 그림처럼 측벽이 사인함수의 반주기 모양으로 변형된다. 이러한 국부 변형 모드들은 전체 변형 모드와 연성되며, 고차 모드일수록 많은 수의 국부 변형 모드와 연성된다. 이러한 국부 변형을 고려함에 의해 측벽에 가해지는

국부 하중에 의한 응력이 포함된다.

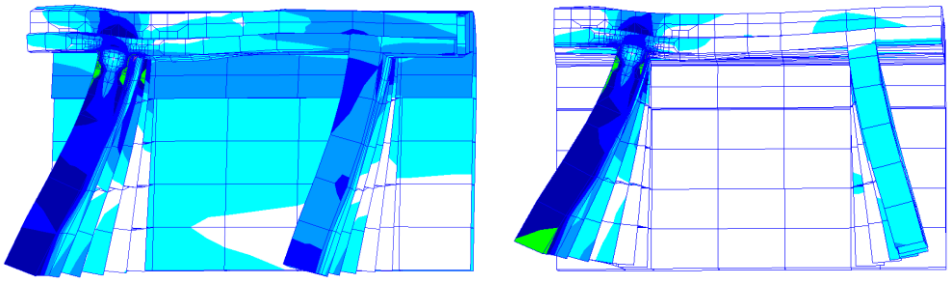


Fig. 5.6 Local deformation of bulkheads and side wall (left: 11-th mode, right: 30-th mode)

응력의 수렴성을 테스트하기 위하여 여러 주기를 갖는 불규칙파에 대한 비선형 해석을 수행하여 얻은 모드 운동 변위로부터 응력을 계산하여 비교하였다. 응력을 비교할 부위는 선체 중앙부와 거주 갑판 근처의 해치 코너로 그 위치를 Fig. 5.7에 나타내었다. 먼저 선체 중앙부 근처의 결과를 Fig. 5.8에 비교하였다. 25개의 모드에는 4절점 수직 굽힘 모드까지 포함되어 있으며 전체 굽힘 모드에 의한 응력은 이 25개의 모드에 대부분 포함되어 있다. 25번째 이상의 모드는 대부분 국부 변형이 지배적인 모드에 해당하며 총 90개의 모드를 더할경우 수렴된 결과를 얻을 수 있었다. 고차 모드를 중첩하여 국부 변형에 의한 응력을 구할 경우에 유효한 모드들이 우선적으로 포함된다는 보장이 없기 때문에 수렴성이 떨어지게 된다. 본 결과에서는 90개 모드의 중첩으로 응력이 수렴하였지만, 유효한 모드가 포함되어 있지 않을 가능성을 완전히 배재할 수 없다. 확실한 검증을 위해서는 외력을 구조모델에 가하여 별도의 구조 해석을 수행하는 연구가 추가적으로 필요하다.

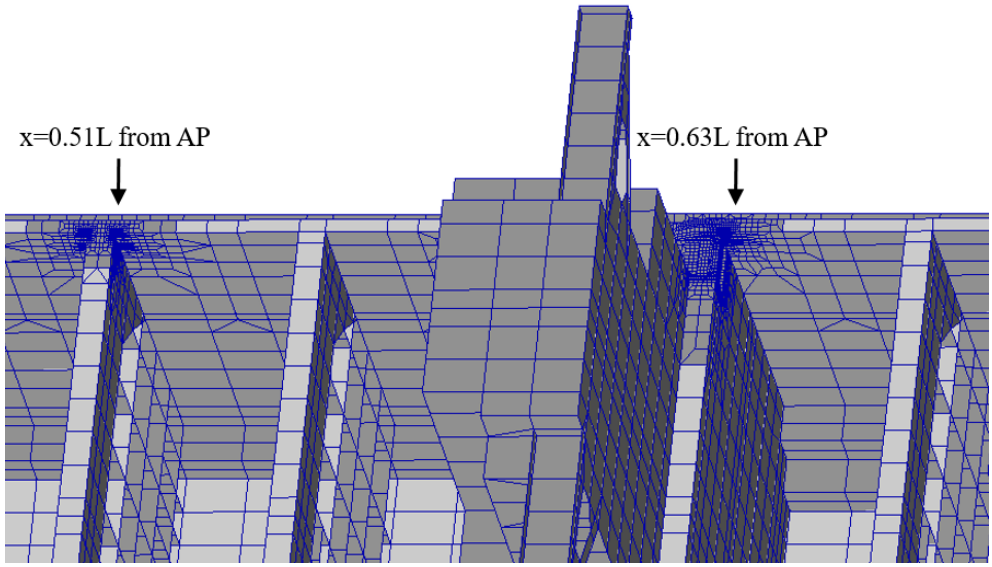


Fig. 5.7 Stress evaluation points near the mid-ship (x=0.51L from AP) and the accommodation deck (x=0.63L from AP)

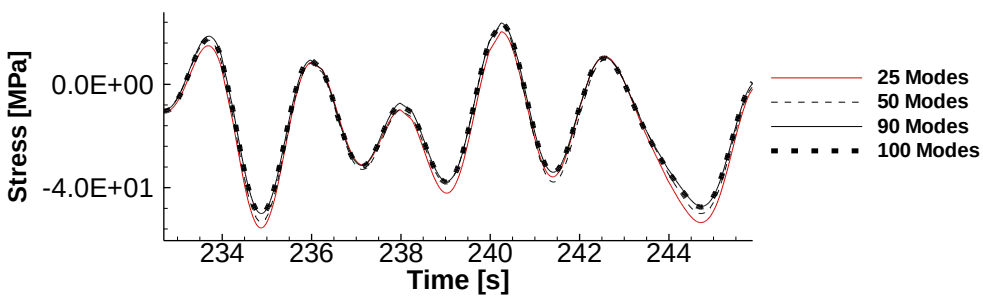


Fig. 5.8 Time series of hot-spot stress on hatch corner at x=0.51L from AP (head sea, T_Z=7.5 s, H_S=5.5 m, 24.0 knots)

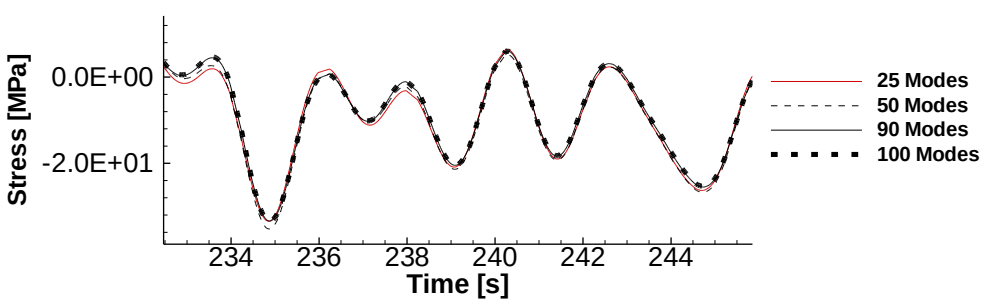


Fig. 5.9 Time series of hot-spot stress on hatch corner at x=0.63L from AP (head sea, T_Z=7.5 s, H_S=5.5 m, 24.0 knots)

5.2. 장기 피로 하중 해석

4.3.1장에서 개발한 장기 피로 하중 해석을 위한 프러시저는 직접 피로 해석을 수행하도록 구축되었다. 그 선택의 기준은 비선형성을 최대한 고려할 수 있는 방법임에도 불구하고 다른 방법과 비교하여 충분히 적용 가능한 수준의 계산량이기 때문이다. 본 장에서는 다른 피로 해석법의 성능과 한계를 분석하기 위하여 4.1.4장에 소개된 모든 피로 해석법을 적용하여 그 결과를 서로 비교한다. 해치 코너의 피로 강도는 DNV-GL의 기본 재료에 대한 S-N 선도 III (S-N curve III of base material)을 사용한다 (DNV-GL, 2015b).

5.2.1. 스펙트럴 피로 해석

비선형 성분의 보정이 없는 총 네가지의 스펙트럴 피로 해석을 수행하였다. 첫번째는 응답 스펙트럼을 협대역이라고 가정할 모델로 강체 운동 결과와 함께 넓게 사용된 방법이다. 이 방법에 의한 피로 하중은 다음과 같다 (Benasciutti and Tovo, 2004).

$$D_{NB} = \frac{v^{+}}{\bar{a}}\left(\sqrt{2\lambda_0}\right)^{m}\Gamma\left(\frac{1}{2}m+1\right) \tag{5.2}$$

여기에서 λ_k는 k차의 스펙트럴 모멘트, $v^{+} = \sqrt{\lambda_2/\lambda_0}/2\pi$는 업크로스 횟수의 기대치 (the expected rate of mean up-crossing), $\bar{a}$는 S-N선도의 y절편, m은 S-N선도의 경사, Γ는 감마함수이다.

선형 응답이더라도 스프링잉이 발생하게 되면 응답 스펙트럼의 대역폭은

넓어지게 되기 때문에 광대역 보정을 한 스펙트럴 모델을 사용하는 것이 바람직하다. 본 논문에서는 세가지의 광대역 모델 Wirsching-Light, Benasciutti-Tovo, Dirlik 모델을 소개한다. 먼저 Wirsching-Light 모델은 다음과 같다 (Wirsching et al., 1980; Benasciutti and Tovo, 2004).

$$D_{WL} = \lambda(\varepsilon, m) D_{NB} \tag{5.3}$$

$$\lambda(\varepsilon, m) = a(m) + \{1 - a(m)\}(1-\varepsilon)^{b(m)} \tag{5.4}$$

$$a(m) = 0.926 - 0.033m, \quad b(m) = 1.587m - 2.323 \tag{5.5}$$

여기에서 $\varepsilon = \sqrt{1-\alpha_2^2}$ 는 스펙트럴폭 파라미터, $\alpha_m = \lambda_m / \sqrt{\lambda_0 \lambda_{2m}}$ 는 대역폭 파라미터이다. 다음으로 Benasciutti-Tovo 모델은 다음과 같다 (Benasciutti and Tovo, 2004).

$$D_{BT} = b_{BT} D_{NB} + (1 - b_{BT}) D_{RC} \tag{5.6}$$

$$D_{RC} \approx D_{NB} \alpha_2^{m-1} \tag{5.7}$$

$$b_{BT} = \min\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{1 - \alpha_1}, 1 \right) \tag{5.8}$$

마지막으로 Dirlik 모델은 다음과 같다 (Dirlik, 1985).

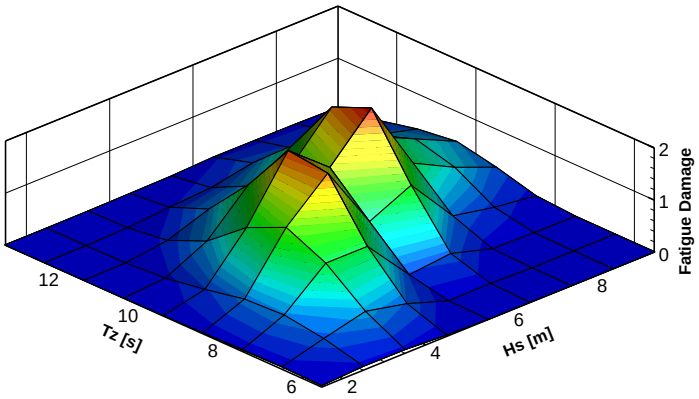
$$D_{DR} = \frac{v_p}{\bar{a}} \left(2\sqrt{\lambda_0}\right)^m \left\{ D_1 Q^m \Gamma(1+m) + \sqrt{2}^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right) \left(D_2 |R|^2 + D_3 \right) \right\} \tag{5.9}$$

$$D_1 = \frac{2\left(x_m - \alpha_2^2\right)}{1 + \alpha_2^2}, \quad x_m = \frac{\lambda_1}{\lambda_0} \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_4} \right)^{1/2} \tag{5.10}$$

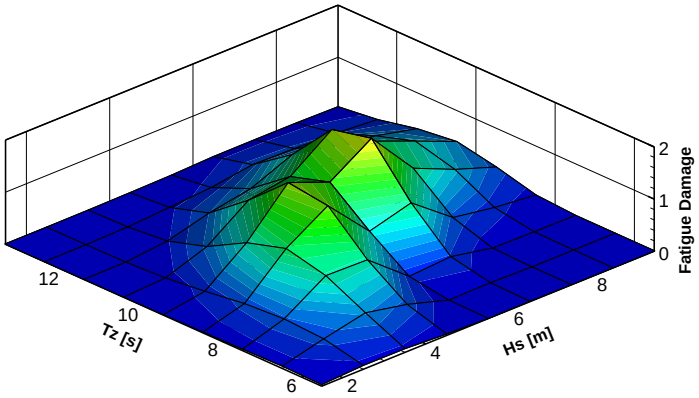
$$D_2 = \frac{1-\alpha_2 - D_1 + D_1^2}{1-R}, \quad D_3 = 1 - D_1 - D_2 \tag{5.11}$$

$$Q = \frac{1.25\left(\alpha_2 - D_3 - D_2 R\right)}{D_1}, \quad R = \frac{\alpha_2 - x_m - D_1^2}{1-\alpha_2 - D_1 + D_1^2} \tag{5.12}$$

여기에서 $v_p = \sqrt{\lambda_4/\lambda_2}/2\pi$ 는 피크 주파수 (peak rate)에 해당한다. 협대역 및 광대역 스펙트럴 모델을 이용하여 계산한 피로 하중을 Table 5.4와 Fig. 5.10에 비교하였다. 세가지 광대역 모델들은 서로 비슷한 수준의 결과를 보였고, 협대역 모델은 이들보다 약 40%정도 과대평가된 결과를 보였다.



(a) Narrowband model



(b) Wideband Benasciutti-Tovo model

Fig. 5.10 Fatigue damage obtained by spectral fatigue analysis

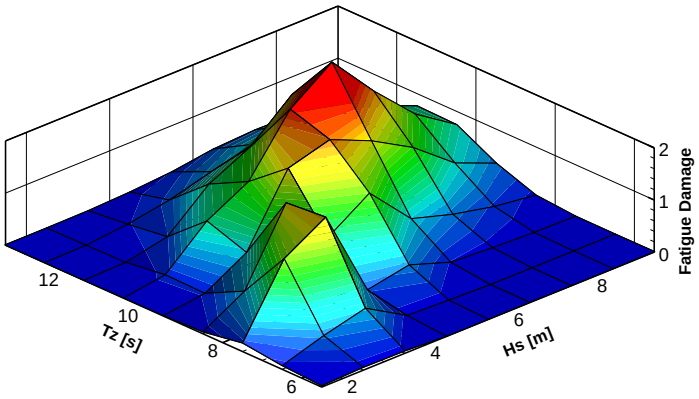


Fig. 5.11 Fatigue damage obtained by direct fatigue analysis

Table 5.4 Long-term fatigue damages obatined by narrowband and wideband spectral models

Narrowband model	Wirsching-Light model	Benasciutti-Tovo model	Dirlik model
33.2	24.6	25.5	26.6

5.2.2. 직접 피로 해석

직접 피로 해석에서는 모든 운항 조건에 대해서 시간 영역 해석을 수행하여 얻은 시계열로부터 반복 응력을 레인플로법을 이용하여 추출한 후 이에 대한 피로 하중을 계산하였다. 마이너 법칙 (Miner's rule)을 이용하여 각 진폭별 피로 하중을 선형 중첩하여 장기 피로 하중을 계산하였다. 그 결과를 Fig. 5.11에 나타냈다. 파고와 파장이 긴 부분에서 스펙트럴 해석 결과와 비교하여 큰 피로 하중을 주는 것을 알 수 있다. 장기 피로 하중의 수치적 결과는 Table 5.5에 나타냈다. 이에 대한 논의는 나머지 피로 하중 해석 결과와 함께 5.2.4장에서 논의한다.

5.2.3. 보간을 이용한 직접 피로 해석

직접 피로 해석의 계산량을 줄이기 위한 방법으로 선형 피로 하중이 지배

적인 운항 조건을 선택하여 비선형 해석을 수행한다. 선형 피로 하중 해석 결과와 피로 하중이 지배적인 운항 조건 (fatigue-dominant operational condition)을 Fig. 5.12에 나타냈다. 선형 피로 하중이 지배적인 운항 조건은 직사각형 형태로 (7x5)=35개에 해당하며 내삽을 이용할 경우 삼각형으로 표시한 (4x3)=12개에 해당한다. 12개의 운항 조건에 대하여 비선형 내항성능 해석 및 직접 피로 해석을 수행하였다. 그 값들과 보간을 이용하여 35개의 운항 조건에 대한 피로 하중을 계산하였다. 장기 피로 하중의 수치적 결과는 Table 5.5에 나타냈다. 이에 대한 논의는 나머지 피로 하중 해석 결과와 함께 5.2.4장에서 논의한다.

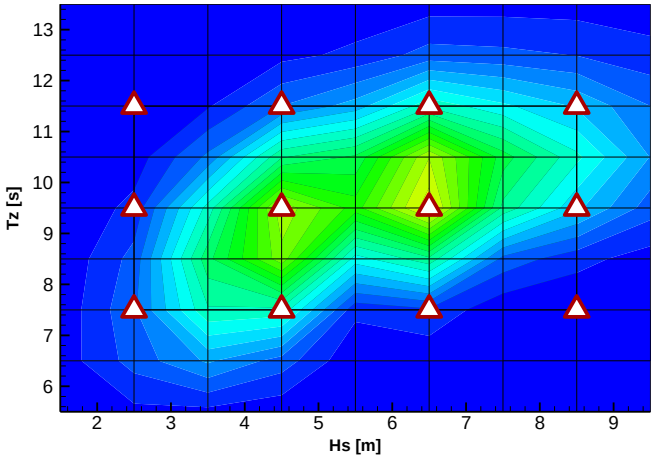


Fig. 5.12 Selection of fatigue-dominant operational conditions for partially direct fatigue analysis with interpolation

5.2.4. 하이브리드 피로 해석

하이브리드 피로 해석은 비선형성이 강하게 일어나는 운항 조건 (nonlinearity-dominant operational condition)에 대해서는 직접 피로 해석을 수행하고 나머지에 대해서는 스펙트럴 해석을 수행하여 장기 피로 하중을 계산한다. Fig. 5.13에 나타낸 것처럼 Hs가 5.5m 이상 Tz가 9.5초 이상인

16개의 운항 조건에 대해서만 비선형 내항성능 해석 및 직접 피로 해석을 수행하였다. 지금까지 소개한 총 네가지의 피로 해석 방법으로 얻은 장기 피로 하중을 Table 5.5에 비교하였다. 스펙트럴 피로 해석의 경우 비선형 성분이 고려되지 않았기 때문에 가장 작은 값을 보였고, 직접 피로 해석의 경우 비선형 성분이 최대한 고려되었기 때문에 가장 큰 값을 보였다. 이는 선형 피로 하중의 약 2배 정도였다. 내삽을 이용한 직접 피로 해석이나 하이브리드 피로 해석은 직접 피로 해석보다 20% 작은 값을 보였는데, 부분적으로 고려된 비선형 성분이 부족했기 때문으로 생각된다. 비선형 계산을 수행할 운항 조건의 개수를 늘려가면 직접 피로 해석 결과에 수렴해 가겠지만 이럴경우 계산량이 늘어나는 단점이 있다. 따라서 안정적으로 모든 운항 조건에 대해서 직접 피로 해석을 수행하는 것이 바람직하다고 판단된다.

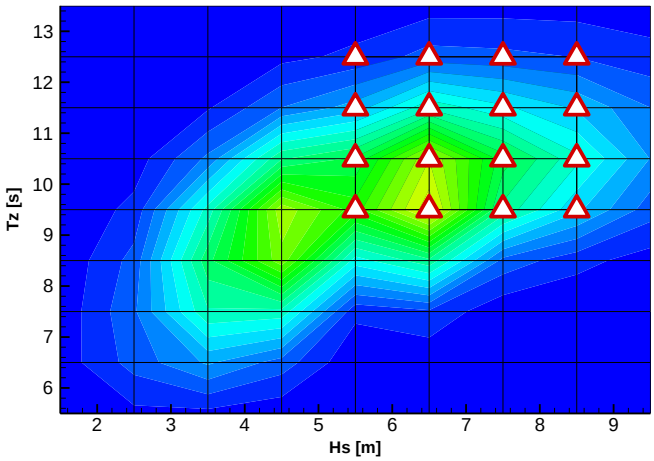


Fig. 5.13 Selection of nonlinearity-dominant operational conditions for hybrid fatigue analysis

Table 5.5 Long-term fatigue damage for the different fatigue analysis methods

Method	Spectral fatigue analysis	Direct fatigue analysis	Direct fatigue analysis with interpolation	Hybrid fatigue analysis
Fatigue damage	25.5	47.4	37.9	39.9

5.3. 장기 극한 하중 해석

4.3.2장에서 개발한 장기 극한 하중 해석을 위한 프러시저는 포괄적 형태의 설계파법을 통해 장기 극한 하중을 예측한다. 본 장에서는 포괄적 형태의 설계파법을 유탄성 응답에 적용하여 해석 과정에 있어 중요한 부분들을 검증한다.

5.3.1. 확률모델을 이용한 선형 응답 예측

설계파법은 선형 응답으로부터 최대 비선형 응답이 발생할 확률이 가장 높다고 생각되는 입사파를 생성하여 이에 대한 비선형 해석을 수행하는 방법이다. 4.1.5장에서 소개한 것과 같이 선형 응답이 최대가 입사파에서 꼭 비선형 응답이 최대가 된다는 보장은 없으나 둘 사이에 밀접한 관계가 있다.

따라서 후보 설계파를 개수를 늘리면 비선형 응답이 최대가 되는 입사파를 포함시킬 수 있다. 본 장에서는 Cartwright and Longuet-Higgins (1956)에 의해 제안된 선형 응답에 대한 확률 모델을 이용하여 후보 설계파를 생성한다. 랜덤 과정 $x(t)$를 선형 시스템의 응답이라고 가정하면 이는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$x(t) = \sum_{j=1}^{N} a_j \cos\left(\omega_j t + \varepsilon_j\right) \tag{5.13}$$

$$a_j = H\left(\omega_j\right)\sqrt{2S\left(\omega_j\right)\Delta\omega_j} \tag{5.14}$$

여기에서 $H\left(\omega_j\right)$는 응답전달함수, $S\left(\omega_j\right)$는 파랑 스펙트럼을 뜻한다. 이산

화 개수 N이 충분히 큰 값을 취하면 랜덤 과정의 확률밀도함수 (probability density function, PDF)는 중심극한정리 (central limit theorem)에 의해 정규분포를 따른다. 랜덤 과정의 확률밀도함수 $f_X(x)$는 다음의 식으로 표현된다.

$$f_X(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\lambda_0}} e^{-x^2/2\lambda_0} \tag{5.15}$$

$$\lambda_n = \sum_{j=1}^{N} \omega_j^n H(\omega_j)^2 S(\omega_j) \Delta\omega_j \tag{5.16}$$

여기에서 λ_n 은 n차의 스펙트럴 모멘트로 5.2.1장에 것과 동일하다. 피크의 확률밀도함수는 $x(t)$, $\dot{x}(t)$, $\ddot{x}(t)$ 의 결합확률밀도를 이용하여 얻을 수 있으며 표준편차로 이산화할 경우 다음과 같이 표현된다 (Cartwright and Longuet-Higgins, 1956).

$$p(x) = \frac{p(\eta)}{\sqrt{\lambda_0}} = \frac{1}{\sqrt{2\pi\lambda_0}} \left\{ \varepsilon e^{-\frac{1}{2}\eta^2/\varepsilon^2} + \sqrt{1-\varepsilon^2}\,\eta e^{-\frac{1}{2}\eta^2} \int_{-\infty}^{\eta\sqrt{1-\varepsilon^2}/e} e^{-\frac{1}{2}z^2} dz \right\} \tag{5.17}$$

$$\eta = x / \sqrt{\lambda_0} \tag{5.18}$$

여기에서 ε 은 5.2.1장의 스펙트럴폭 파라메터, η 는 정규화된 피크값에 해당한다. 스펙트럴폭 파라미터가 0에 가까워지면 즉 협대역의 경우에는 피크의 확률밀도함수는 레일리 분포를 따른다. 그러나 선형 스프링잉 성분 때문에 협대역 가정 대신 식 (5.16)을 그대로 사용하여 선형 피크값을 예측한다. 예를 들어 3시간 최대값의 기대치 $\bar{x}_{3\mathrm{H}}$ 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\int_{x_{3H}}^{\infty} p(x)dx = \frac{1}{10800v_p} \tag{5.19}$$

$$\overline{x}_{3H} = 10800v_p \int_{x_{3H}}^{\infty} xp(x)dx \tag{5.20}$$

여기에서 v_p 는 5.2.1장의 피크 주파수에 해당한다. 상기의 확률 모델을 이용하지 않더라도 몬테카를로 시뮬레이션을 이용하여 최대값을 얻을 수 있다.

Fig. 5.14에 스프링잉이 매우 강하게 발생하는 운항 조건에서의 파랑 스펙트럼과 수직 굽힘 모멘트의 응답전달함수와 스펙트럼을 나타냈다. 수직 굽힘 모멘트의 시계열과 음의 피크의 확률분포를 확률모델과 몬테카를로 시뮬레이션을 이용하여 얻었다. 그 결과를 Fig. 5.15에 비교하였다. 확률모델을 이용한 결과와 몬테카를로 시뮬레이션을 통해 얻은 결과가 거의 비슷한 것을 알 수 있다.

최댓값을 좌우하는 것은 확률밀도함수의 꼬리부분으로 이 부분을 비교하기 위하여 누적분포함수 (cumulative distribution function, CDF)를 계산하여 Fig. 5.16에 비교하였다. 몬테카를로 시뮬레이션은 랜덤함수의 위상각을 가지고 얻어진 결과이기 때문에 매번 결과가 달라진다. 따라서 20번의 반복 수행을 통하여 얻은 평균값을 비교하였고 확률모델로부터 얻은 결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있었다. 선형 스프링잉이 강하게 발생하지 않지만 비선형 응답이 크게 발생할 것으로 예상되는 운항 조건에서의 응답전달함수와 스펙트럼을 Fig. 5.17에 나타냈다. 확률모델과 몬테카를로 시뮬레이션을 통해 얻은 피크의 누적분포함수를 Fig. 5.18에 비교하였다. 마찬가지로 확률모델을 이용하여 효과적으로 피크의 분포를 예측할 수 있었다.

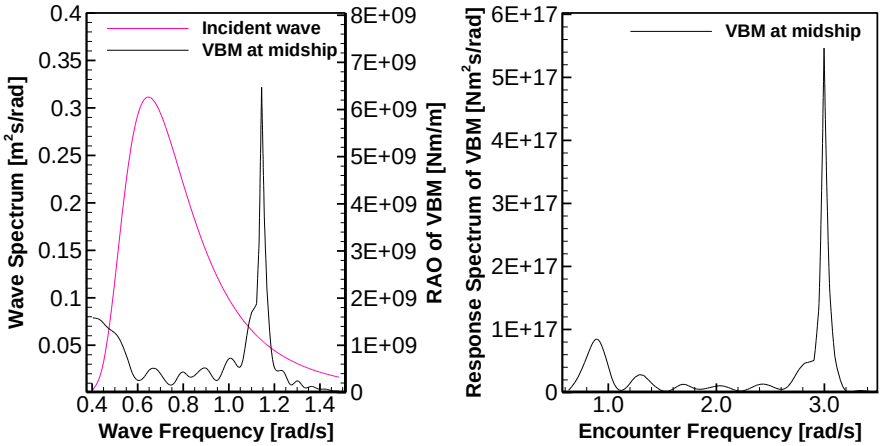


Fig. 5.14 Wave and VBM response spectrums (head sea, Hs=1.5 m, Tz=7.5 s, 27.0 knots)

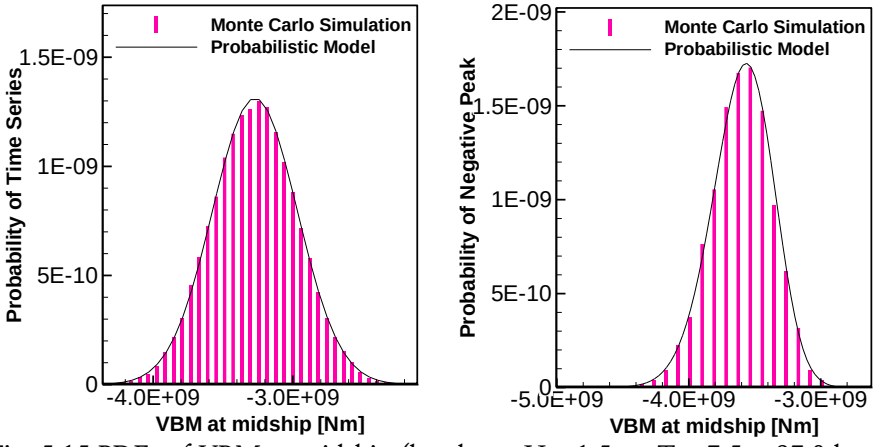


Fig. 5.15 PDFs of VBM at midship (head sea, Hs: 1.5 m, Tz: 7.5 s, 27.0 knots)

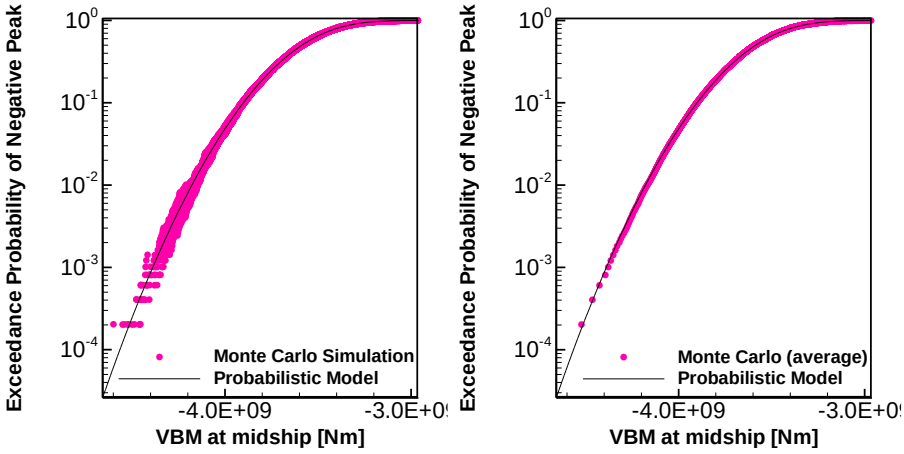


Fig. 5.16 CDFs of VBM at midship (head sea, Hs: 1.5 m, Tz: 7.5 s, 27.0 kts)

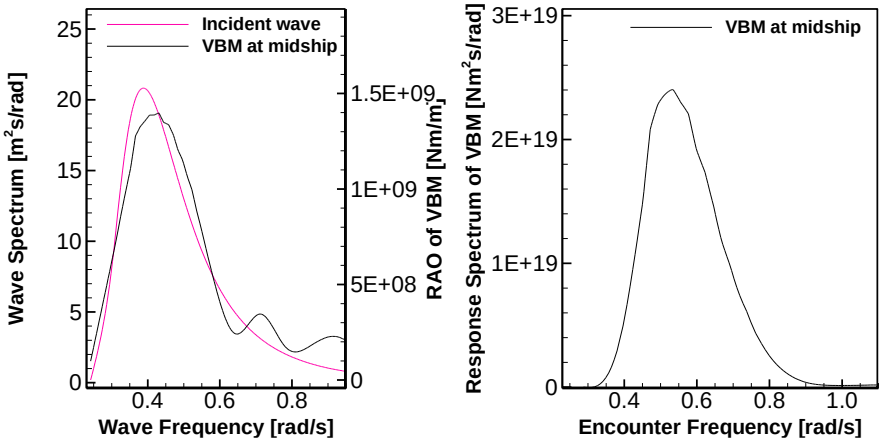


Fig. 5.17 Wave and VBM response spectrums (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots)

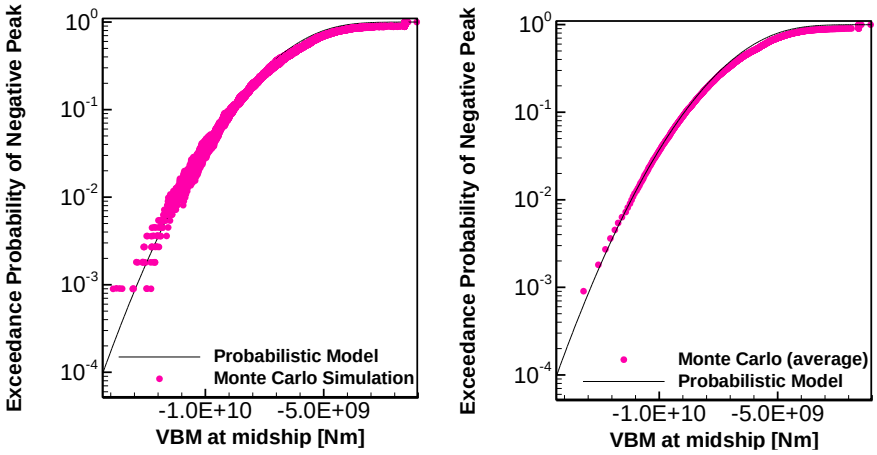


Fig. 5.18 CDFs of VBM at midship (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots)

5.3.2. 후보 설계파의 생성과 검증

4.1.5장에서 소개한 포괄적 형태의 설계파법은 실제 입사파의 긴 시계열로부터 극한 하중이 발생하는 시점 근처만을 해석하기 위한 방법이다. 즉, 응답이 필요한 시점 기준으로 일정 길이 이상의 입사파에 대해서 동일한 결과를 얻을 수 있다는 가정이다. 이 가정을 만족하는 입사파의 길이를 알아보기 위하여 0초-250초의 입사파에 대한 계산 결과와 앞의 100초를 잘라낸 100초-250초의 입사파에 대한 계산 결과를 Fig. 5.19에 비교하였다. 100초에

해석이 시작된 결과는 시작지점에 과도적 진동이 강하게 발생하였으나 50초가 경과된 시점에서는 대부분 감쇠되었고, 100초가 경과된 시점에서는 두 해석 결과의 응답이 거의 동일하였다. 본 연구에서는 해당 지점으로부터 이전으로 150초 이후로 50초를 갖는 설계파를 생성하였다.

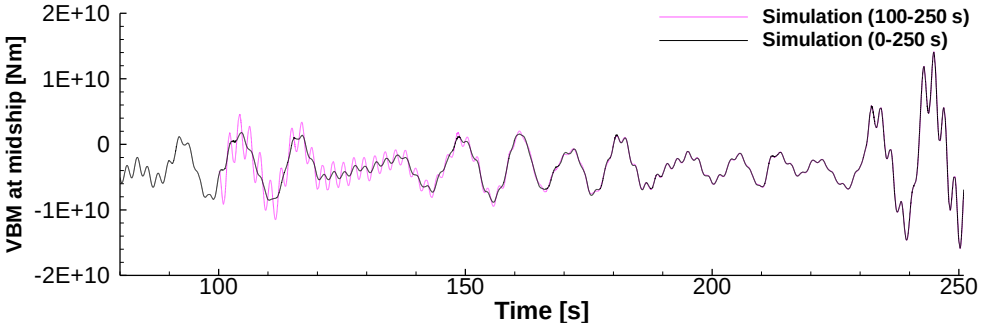


Fig. 5.19 Comparison of irregular responses to different length waves (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots)

선형 응답이 최대로 나오는 입사파에서 비선형 응답이 최대가 아닐 가능성이 있기 때문에 확률 모델로부터 크기가 큰 순서대로 20개의 피크를 추출하여 Fig. 5.20에 나타냈다. 확률밀도함수를 적분하여 3시간 동안 발생하는 선형 호깅 모멘트 중에 상위 20개를 추출하였다. 이 선형 호깅 모멘트에 대한 후보 설계파를 생성하여 비선형 해석 (Design Wave Method: 20 largest waves)을 수행하였다. 비교 대상으로 상위 1개 선형 호깅 모멘트를 발생시키는 설계파에 대한 비선형 해석 (Design Wave Method: 1st largest wave)과 3시간에 대한 몬테카를로 시뮬레이션을 수행하여 최댓값을 추출하였다. 세 가지 모두 랜덤 함수에 의해 매번 다른 위상각이 결정되고 그에 따른 비선형 응답의 크기도 달라지기 때문에 총 20번 반복 수행하여 얻은 최대 비선형 호깅 모멘트를 Fig. 5.21에 비교하였다. 반복 시행마다 (repetition ID) 최대 비선형 호깅 모멘트가 달라지는 것을 알 수 있다. 20번의 평균은 가장 오른쪽의 막대 그래프 (average)로 비교되어 있으며, 20개의 후보 설계파를 이

용할 경우 몬테카를로 결과와 거의 차이가 없었으며, 1개의 설계파만을 사용할 경우에는 몬테카를로 결과보다 약 10% 작은 값을 보였다.

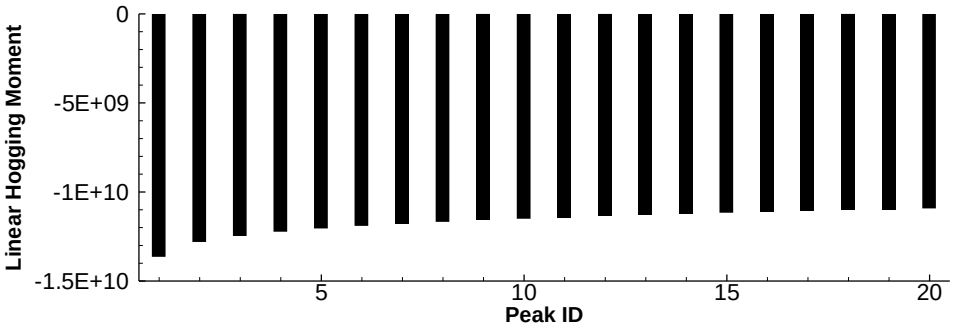


Fig. 5.20 20 largest peaks of linear hogging moment (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots, 3 hours)

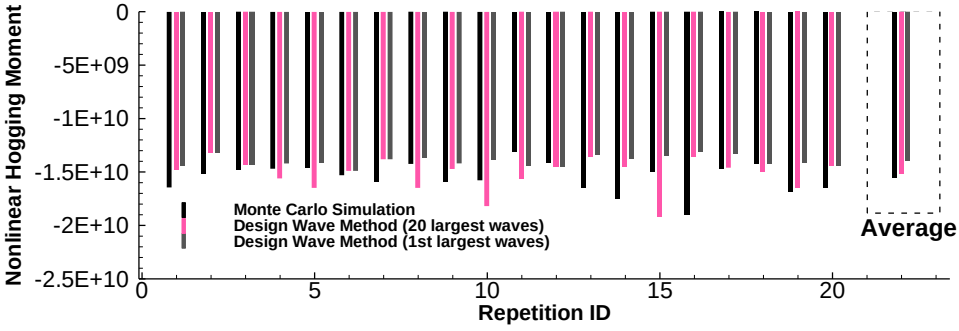


Fig. 5.21 Comparison of nonlinear hogging moments using multiple design waves (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots, 3 hours)

위와 같은 결과가 나타나는 이유는 호깅 모멘트를 구성하는 성분 때문이다. 호깅 모멘트는 선형 성분과 비선형 성분으로 구성되는데 비선형 성분 중에 강비선형에 의한 휘핑이 큰 기여를 할 경우에는 선형 성분이 크지 않더라도 성분의 합은 가장 클 수 있다. 예를 들어 Fig. 5.21의 반복 ID가 10인 경우에 1개의 설계파에 대한 비선형 호깅 모멘트는 Fig. 5.20의 1번째 최대 선형 모멘트와 거의 동일하다. 즉 이 설계파에서는 휘핑이 발생하지 않았다. 그러나 20개의 후보 설계파에서 최대값을 추출한 결과는 최대 선형 모멘트보다 약 25% 증가된 값을 보였다. 이 증가된 성분은 휘핑에 의한 것이다. 이와 같은 검증으로부터 하나의 운항 조건에 대해서 100초 이상의 후

보 설계파를 20개 이상 생성하여 비선형 해석을 수행하면 그 안에 높은 확률로 비선형 극한 하중이 포함되어 있다는 결론을 얻었다.

5.3.3. 설계파법을 통한 극한 하중 해석

포괄적 형태의 설계파법을 이용하여 각 운항 조건별로 20개의 후보 설계파를 생성하여 비선형 해석을 수행하였다. Table 5.2의 Hs=3.5m-9.5m와 Tz=5.5s-13.5s 범위의 63개의 운항 조건에 대해서 ID를 19부터 81로 지정하였다. 번호는 하나의 Hs에 대해서 9개의 Tz를 먼저 증가시키는 방향으로 지정했다. 1번부터 18번에 해당하는 운항 조건은 Hs=1.5m-2.5m와 Tz=5.5s-13.5s의 범위에 해당하는데 이는 Hs=3.5m에 Tz=5.5s-13.5s 범위의 19-27번 운항 조건과 조우 주파수가 일치하며 선형 응답의 최대값이 이보다 작았기 때문에 설계파를 생성할 필요가 없다. 즉, 동일한 조우 주파수를 갖는 운항 조건이 여러개일 경우에는 선형 응답의 최대값이 발생하는 운항 조건에 대해서만 설계파를 생성하면 된다. 63개의 운항 조건에 대한 해석을 20번 반복하여 그 평균을 Fig. 5.22에 나타냈다. 설계파법을 통하여 계산된 비선형 호깅 모멘트의 최대값은 80번의 운항 조건에서 발생했으며, 선형 응답보다 약 20% 큰 값을 보였다.

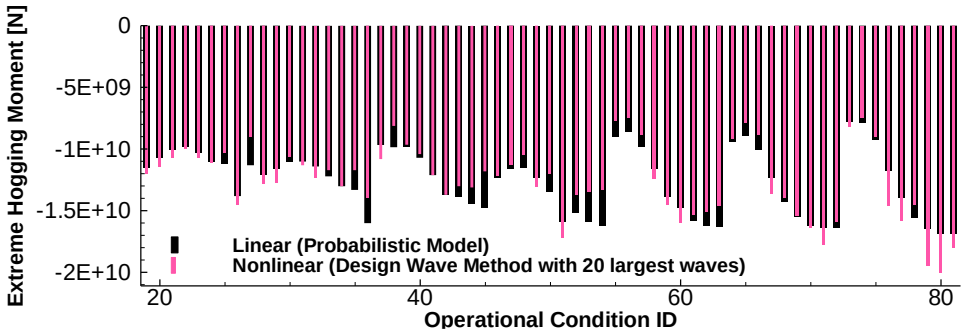


Fig. 5.22 Comparison of extreme hogging moments (head sea, Hs=9.5 m, Tz=12.5 s, 15.0 knots, 3 hours)

6. 결론

본 연구에서는 선체 유탄성 응답 해석을 위한 프로그램을 개발하였고 이를 실험 결과와 비교하여 검증하였다. 또한 수치 모델링으로부터 발생하는 오차를 최소화하기 위한 방법들을 실선에 적용하는 예를 통하여 소개하였다. 나아가 비선형 유탄성 응답을 실제 선박 구조 설계에 적용하는 방법에 대해 논의하고, 효율적인 해석을 수행하기 위한 선체 유탄성 해석 프러시저를 제안하였다. 또한 기존의 장기 피로 및 극한 하중 해석법을 검토하고 이를 실선에 적용하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- 3차원 랜킨 패널법과, 2차원 일반화된 Wagner 모델, 3차원 유한요소 모델의 고유치 해석 결과를 연성하여 매우 효과적인 선박 유탄성 해석법을 개발할 수 있었다. 이 해석법은 실험 결과와 비교하여 선수부가 날렵한 컨테이너선의 비선형 스프링잉 및 슬래밍-휘핑 응답 예측에서 좋은 성능을 보였다.
- 2차원 해석과 불연속한 구조물의 영향을 성공적으로 고려하여 보 구조 모델로도 3차원 유한요소 모델과 유사한 고유치 해석 결과를 얻을 수 있었다. 보 구조 모델로 컨테이너선의 비틀림 거동을 예측할 경우에는 별도의 단면의 2차원 해석과 불연속한 구조물의 적절한 고려가 중요하였다.
- 일반화된 Wagner 모델 (GWM)의 전처리 해를 이용하여 속도의 저하 없이 내항성능 해석에서 슬래밍-휘핑을 고려할 수 있는 방법을 개발하였다. 실험 응답과 비교 하였을때, 선수파에 의한 선수 플레어 슬래밍과 선미 슬래밍 및 휘핑을 정도 높게 예측 가능했다. 그러나 갑판침입수가 발생하거나 선미파중 선미 슬래밍이 발생할 경우에는 실험 결과와 일부 차이를 보였다.

- 선체 유탄성 해석법을 실제 선박의 설계에 적용하기 위한 방법을 검토하고, 효율성을 높이기 위한 선체 유탄성 해석 프러시저를 개발하였다. 이를 장기 피로 및 극한 하중 해석에 적용하여 해석을 수행하기 전 단계에서 소요 시간을 예측하고 해석법을 결정하였다.
- 국부 정밀 격자가 포함된 전선 모델을 장기 피로 하중 해석에 사용하여 운동 응답부터 국부 응력 및 피로 하중까지 계산하였다. 국부 응력은 약 90개의 탄성 변형 모드를 중첩하여 계산하였고, 스프링잉 및 휘핑이 발생하는 소수의 저차 모드만을 제외하고는 비연성 준정적 해석을 통해 매우 빠르게 응답을 계산할 수 있었다. 선체 중앙부의 해치 코너에서의 수렴된 국부 응력을 얻기 위해서는 80개 정도의 모드가 필요했으며 국부 변형에 의한 응력이 일부 포함되었다.
- 장기 피로 하중 해석을 총 네가지의 방법으로 수행하여 결과를 비교하였으며, 스펙트럴 해석법을 사용할 경우에는 선형 스프링잉 성분 때문에 광대역 모델이 적합했다. 모든 운항 조건을 비선형으로 계산할 경우와 비교하여 부분적인 비선형 피로 해석법은 피로 하중을 작게 평가하는 경향이 보였다. 초대형 컨테이너선의 피로 하중은 비선형 성분에 의해 약 100% 증가하였다.
- 장기 극한 하중 해석을 위하여 포괄적 형태의 설계파법을 제안하고 검토하였다. 몬테카를로 시뮬레이션 결과와 비교하여 최대 20개의 설계파를 생성할 경우에 거의 비슷한 최대값을 얻었으며 1개의 설계파를 생성할 경우에는 약 10% 작은 값을 얻었다.
- 포괄적 형태의 설계파법을 초대형 컨테이너선의 호깅 모멘트의 장기 해석에 적용하였다. 장기 해상 상태에서의 최대 호깅 모멘트는 비선형 성분에 의해 선형 결과보다 약 20% 증가하였으며, 이 증가분은 휘핑에 의한 것이었다.

최근에 들어 대형 선박의 설계 단계에 비선형 유탄성 해석을 적용하기 위하여 선급들은 자사의 가이드라인을 내놓기 시작하였다. 그러나 아직까지 많이 미흡한 형태로 선형 해석 기반 설계에서 비선형 해석 기반 설계로 넘어가는 과도기적 단계에 있다고 볼 수 있다. 본 논문은 이러한 과도기적 단계에서 비선형 유탄성 응답을 설계에 적용할 수 있는 방법을 개발하였다. 내항성능해석부터 시작하여 구조 해석에 이르기까지의 모든 과정을 실제로 수행하고 발생하는 문제점에 대하여 논의하였다.

본 연구에서 시도된 방법들은 아직까지 보완해야할 점이 상당수 있으며, 다음과 같은 부분들에 대한 연구가 우선적으로 필요하다. 먼저 고차 모드까지 중첩한 응력 계산에 대한 검토를 면밀하게 수행하여 국부 변형에 의한 성분을 검토해야 한다. 이와 관련하여 평균 응력을 직접 피로 해석에 고려하여 그 중요성을 검토할 필요가 있다. 등고선법과 기여도 계수법과 같이 많이 사용되는 극한 장기 하중 해석법들을 적용하여 포괄적 설계파법과 비교 및 논의할 필요가 있다. 이러한 비교 및 논의를 위하여 비선형성이 보다 강한 응답에 대해서도 장기 하중 해석을 수행해야 한다.

7. 참고문헌

[1] 강병철, 2011, “현대의 대형상선에 대한 Springing 해석”, 석사학위논문, 서울대학교.

[2] 김경환, 2011, “선박의 파랑 중 Weak-Scatterer 기반 비선형 운동해석 및 전선 유탄성 해석”, 박사학위논문, 서울대학교.

[3] 김태영, 2015, “수심 변화와 고주파 하중을 고려한 부유식 해양플랫폼의 비선형 운동 해석”, 박사학위논문, 서울대학교.

[4] ABS, 2014a, “Springing Assessment for Container Carriers”, Guidance Note, ABS.

[5] ABS, 2014b, “Whipping Assessment for Container Carriers”, Guidance Note, ABS.

[6] Andersen, I. M. V. and Jensen, J. J., 2014, “Measurements in a Container Ship of Wave-Induced Hull Girder Stresses in Excess of Design Values”, Marine Structures, 37:54 – 85.

[7] Baarholm, G.S., Moan, T., 2000, “Estimation of nonlinear long-term extremes of hull girder loads in ships”, Mar.Struct. 13(6), 495 – 516.

[8] Belgova, M., 1962, “Determination of overall bending moments caused by elastic vibrations of ships”, Trans. of the Leningrad Institute of Water Transport.

[9] Benasciutti, D. and Tovo, R., 2004, “Rainflow cycle distribution and fatigue damage in Gaussian random loadings.” Report, University of Ferrara, Italy.

[10] Bigot F., Sireta, F.X., Baudin, E., Derbanne, Q., Tiphine, E., Malenica, S., 2015, “A novel solution to compute time series in nonlinear hydro-structure simulations”, In: Proceedings of the 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2015-42014, St. John’s, NL, Canada.

[11] Bishop, R.E.D., Price, W.G., 1979, “Hydroelasticity of Ships”, Cambridge University Press, London.

[12] BV, 2015, "Whipping and Springing Assessment", Rule Note, NR 583 DT R01 E, BV.

[13] Choi J.H., Jung B.H., Hwang J.H., 2013, "Evaluation of Springing-induced Fatigue Damage for Ultra-large Container Carrier". In: Proceedings of 23rd ISOPE Conference, Anchorage, AK, USA.

[14] DNV-GL, 2015a, "Fatigue and ultimate strength assessment of container ships including whipping and springing", Class Guideline, DNV-GL-CG-0153, DNV-GL.

[15] DNV-GL, 2015b, "Fatigue assessment of ship structures." Class Guideline, DNV-GL-CG-0129, DNV-GL.

[16] Dietz, J.S., 2004, "Application of Conditional Waves as Wave Episodes for Extreme Loads on Marine Structures", PhD. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby.

[17] Dirlik, T., 1985, "Application of computers in fatigue analysis", PhD Thesis, University of Warwick, UK.

[18] Drummen, I., 2008, "Experimental and numerical investigation of nonlinear wave induced load effects in containerships considering hydroelasticity", Ph.D. thesis, Department of Marine Technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway.

[19] Fujitani, Y., 1991, "Thin-Walled Beam Structural Analysis", in Japanese, Baihukan Book Company, Tokyo.

[20] Fukuda, J., 1967, "Theoretical determination of design wave bending moments", in Japanese, Shipbuild. Mar.Eng. 2(3), 13-22.

[21] Gjelsvik, A., 1981, "The Theory of Thin Walled Bars", John Wiley & Sons, NewYork.

[22] Gaspar, B., Teixeira, A.P, Guedes Soares, C., 2015, "Effect of the nonlinear vertical wave-induced bending moments on the ship hull girder reliability", Online available, Ocean Engineering.

[23] Guedes Soares, C., 1993, "Long term distribution of non-linear wave induced vertical bending moments", Mar.Struct. 6(5－6), 475－483.

[24] Hirdaris, S.E., Bai, W., Dessi, D., Ergin, A., Gu, X., Hermundstad, O.A., Huijsmans, R., Iijima, K., Nielsen, Parunov, U.D., Fonseca, J. N., Papanikolaou, A., Argyriadis, K., Incecik, A., 2014, "Loads for use in the design of ships and offshore structures", Ocean Engineering, 78(1), 131-174.

[25] Hong, S.Y., Kim, B.W., Nam., B.W., 2012, "Experimental Study on Springing and Whipping of a Large Container Ship", In: Proceedings of International Journal of Offshore and Polar Engineering, 22(2), 97-107.

[26] Iijima, L., Hermundstad, O.A., Zhu, S., Moan, T., 2009, "Symmetric and antisymmetric vibrations of a hydroelastically scaled model", In: Proceedings of the hydroelasticity in marine technology, Southampton.

[27] Iijima, K., Yao, T., Moan, T., 2008, "Structural response of a ship in severe seas considering global hydroelastic vibrations", Mar.Struct. 21, 420－445.

[28] Iron, B.M., Tuck, R.C., 1969, "A version of the Aitken accelerator for computer interaction", Int.J.Numer.MethodsEng.1, 275－277.

[29] Jensen, J. J., 2008, "Extreme Value Predictions and Critical Wave Episodes for Marine Structures by FORM", Ships and Offshore Structures, 3(4), 325-333.

[30] Jensen, J.J., Dogliani, M., 1996, "Wave-induced ship hull vibrations in stochastic seaways", Mar.Struct. 9, 353－387.

[31] Kawai, T., 1973, "The application of finite element methods to ship structures",

[32] Comput. Struct. 3(5), 1175－1194.

[33] Khabakhpasheva, T.I., Kim, Y., Korobkin, A.A., 2014, "Generalized Wagner model of water impact by numerical conformal mapping", Appl.OceanRes.44, 29－38.

[34] Ki, H.G., Park, S.G., Jang, I.H., 2015, "Full scale measurement of 14k TEU containership", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Split.

[35] Kim, J.H., Kang, B.C., Kim, Y., Kim, Y., 2012, "Ship springing analysis for a

very large containership," International Journal of Offshore and Polar Engineering, 22(3), 217-224.

[36] Kim, J.H., Kim, Y., 2014, "Numerical Analysis on Springing and Whipping using Fully-Coupled FSI Models", Ocean Engineering, 91, 28-50.

[37] Kim, J.H., Kim, Y., 2015, "Parametric Study of Numerical Prediction of Slamming and Whipping and an Experimental Validation for a 10,000-TEU Containership", Journal of Advanced Research in Ocean Engineering, 1(2), 115-133.

[38] Kim, J.H., Kim, Y., Yuck, R.H., Lee, D.Y., 2015a, "Comparison of Slamming and Whipping Loads by Fully Coupled Hydroelastic Analysis and Experimental Measurement", Journal of Fluids and Structures, 52, 145-165.

[39] Kim, K.H., Kim, Y., 2008, "On technical issues in the analysis of nonlinear shipmotion and structural loads in waves by a time-domain Rankine panelmethod", In: Proceedings of the 23rd International Workshop on Water Waves & Floating Bodies, Jeju, Korea.

[40] Kim, K.H., Bang, J.S., Kim, J.H., Kim, Y., Kim, S.J., Kim, Y., 2013, "Fully coupled BEM-FEM analysis for ship hydroelasticity in waves", Mar.Struct.33, 71-99.

[41] Kim, K.H., Kim, B.W., Hong, S.Y., 2015b, "Experimental Study on Correlation between Slamming Impact and Whipping Vibration for an Ultra-large Containership", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Split.

[42] Kim, Y., 2009, "Time-Domain Analysis on Hull-Girder Hydroelasticity by Fully Coupled BEM-FEM Approach", PhD.thesis, Seoul National University, Korea.

[43] Kim, Y., Kim, K.H., Kim, Y., 2009a. "Time domain springing analysis on a floating barge under oblique wave", J.Mar.Sci.Technol.14, 451-468.

[44] Kim, Y., Kim, K.H., Kim, Y., 2009b, "Analysis of hydroelasticity of floating ship-like structures in time domain using a fully coupled hybrid BEM-FEM",

J.ShipRes. 53(1), 31－47.

[45] Kim, Y., Kim, K.H., Kim, Y., 2009c, "Springing analysis of seagoing vessel using fully coupled BEM－FEM in the time domain", OceanEng.36, 785－796.

[46] Kim, Y., Kim, K.H., Kim, J.H., Kim, T., Seo, M.G., Kim, Y., 2011, "Time-domain analysis of nonlinear motion responses and structural loads on ships and offshore structures: development of WISH programs", Int.J.Nav.Archit. OceanEng. 3, 37－52.

[47] Kim, Y., Kim, J.H., Kim, Y., Lee, D.Y., Jung, B.H., 2015c, "Development of Computational Methods and Application Procedure for Ship Structural Hydroelasticity and Fatigue Assessment in Ocean Waves", In: Proceedings of the World Maritime Technology Convention 2015, Rhode Island, USA.

[48] Koning, J., Kapsenberg, G., 2012, "Full scale containership cross section loads － first results", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Tokyo.

[49] Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering/Korea Institute of Ocean Science and Technology (KRISO/KIOST), 2014, "Wave Induced Loads on Ships Joint Industry Project-III Report." Report No BSPIS7230-10572-6, Korea.

[50] Kring, D.C., 1994, "Time Domain Ship Motions by a Three-dimensional Rankine Panel Method", PhD.thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA.

[51] Malenica, S., Molin, B., Senjanociv, I., 2003, "Hydroelastic response of a barge to impulsive and non-impulsive wave loads", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Oxford.

[52] Malenica, S., Tuitman, J.T., 2008, "3DFEM－3D BEM model for springing and whipping analysis of ships", In: Proceedings of the International Conference on Design and Operation of Containerships, London.

[53] Marón, A., Kapsenberg, G., 2014, "Design of a ship model for hydro-elastic experiments in waves", Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng. 6, 1130-1147.

[54] Mei, X., Liu, Y., Yue, D.K.P., 1999, "On the water impact of general two-

dimensional sections", Applied Ocean Research 21, 1 – 15.

[55] Miyake, R., Matsumoto, T., Zhu. T., 2009, "Experimental studies on the hydroelastic response using a flexible mega-containership model", In: Proceedings of the hydroelasticity in marine technology, Southampton.

[56] Moe, E., Holtsmark, G., Storhaug, G., 2005, "Full scale measurements of the wave induced hull girder vibrations of an ore carrier trading in the North Atlantic", In: Transactions of Royal Institution of Naval Architects, conference on design and operation of bulk carriers, London, UK.

[57] Nakos, D.E., 1990, "Ship Wave Patterns and Motions by a Three Dimensional Rankine Panel Method", PhD.thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA.

[58] Oberhagemann, J., Kromer, M., Cabos, C., El Moctar, O., 2012, "A fluid-structure coupling method based on field methods and a structural mode decomposition", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Tokyo.

[59] Ochi, M. K., 1964, "Prediction of occurrence and severity of ship slamming at sea", In: Proc. 5th Symp. on Naval Hydrodynamics, Bergen, Norway.

[60] Ogilvie, T.F., Tuck, E.O.,1969, "A Rational Strip Theory for Ship Motions, Part1", Technical Report013, Department of Naval Architecture and MarineEngineering, The University of Michigan.

[61] Remy, F., Molin, B., Ledoux, A., 2006, "Experimental and numerical study of the wave response of a flexible barge", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Wuxi.

[62] Senjanović, I., Tomašević, S., Rudan, S., Senjanović, T., 2009, "Role of transverse bulkheads in hull stiffness of large containerships", Eng.Struct.30(9), 2492 – 2509.

[63] Storhaug, G., 2007, "Experimental Investigation of Wave Induced Vibrations Increasing Fatigue Damage in Ships", PhD.thesis, Norwegian University of Science and Technology, Tronheim, Norway.

[64] Storhaug, G., Choi, B.K., Moan, T., Hermundstad, O.A., 2010, "Consequence

of whipping and springing on fatigue for an 8600TEU container vessel in different trades based on model tests", In: Proceeding of the International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures, PRADS2010.

[65] Storhaug, G., Derbanne, Q., Choi, B.K., Moan, T., Hermundstad, O.A., 2011, "Effect of whipping on fatigue and extreme loading of a 13000 TEU container vessel in bow quartering seas based on model tests", In: Proceedings of the 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2011-49370, Rotterdam, the Netherlands.

[66] Storhaug, G., Kahl, A., 2015, "Full scale measurements of torsional vibrations on Post-Panamax container ships", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Split.

[67] Storhaug, G., Moan, T., 2006, "Springing/whipping response of a large ocean going vessel - Investigated by an experimental method", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology, Wuxi.

[68] Storhaug, G., Vidic-Perunovic, J., Rudinger, F., 2003, "Springing/whipping response of a large ocean going vessel - a comparison between numerical simulations and full scale measurements", In: Proceedings of hydroelasticity in marine technology. Oxford.

[69] Troesch, A.W., 1997, "Study of the Use of Nonlinear Time Domain Simulation in a Design Loads Generator (DLG)", Tech. rept. Final Report to the American Bureau of Shipping.

[70] Tuitman, J.T., 2010, "Hydro-elastic response of ship structures to slamming induced whipping", PhD.thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands.

[71] Vidic-Perunovic, J., 2005, "Springing response due to bidirectional wave excitation", PhD.thesis, Technical University of Denmark, Denmark.

[72] von Kármán, Th., 1929, "The impact on seaplane floats during landing", NACA

Technical Note No. 321, Washington, DC, USA.

[73] Wagner, H., 1932, "Über Stoss- und Gleitvorgänge an der Oberfläche von Flüssigkeiten Z", Angew. Math. Mech. 12, 193-215.

[74] Winterstein, S.R., Ude, T.C., Cornell, C.A., Bjerager, P., Haver, S., 1993, "Environmental parameters for extreme response: Inverse FORM with omission factors", In: Schuëller, G.I., Shinozuka, M., Yao, J.T.P.(Eds.), Structural Safety and Reliability, A.A.Balkema, Rotterdam, 77－84.

[75] Wirsching, P.H. and Light, C.L., 1980, "Fatigue under wide band random stresses." J. Struct. Division ASCE, 106(7), 1593-1607.

[76] Wu, M.K., Hermundstad, O.A., 2002, "Time-domain simulation of wave-induced nonlinear motions and loads and its applications in ship design", Mar.Struct.15, 461－597.

[77] Wu, M.K., Moan, T., 2005, "Efficient calculation of wave-induced ship responses considering structural dynamic effects", Appl.OceanRes. 27, 81－96.

[78] Zhao, R., Faltinsen, O., 1993, "Water entry of two-dimensional bodies", J.FluidMech. 246, 593－612.

[79] Zhao, R., Faltinsen, O. M., Aarsnes, J. V., 1996, "Water entry of arbitrary 2-dimensional sections with and without flow separation", In: Proc. 21th Symp. on Naval Hydrodynamics, Trondheim, Norway.

Abstract

Study on Computational Analysis of Wave-Induced Fatigue and Extreme Loads on Hydroelastic Ship Structures

Jung-Hyun Kim
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering
The College of Engineering
Seoul National University

Ship hydroelasticity causes wave-induced vibration referred to as springing and whipping. In the 1950s, it got much attention of researchers due to fagitue cracks of the Great Lakes bulk carriers. The cracks grew much faster than expected due to springing. In late 2000s, the size of containerships drastically increased to meet heavy demands for transportation. As a result, natural frequencies of containerships become lower and it lead to high occurrence probability of springing. In addition, the containerships are exposed to whipping due to slamming on a broad bow flare.

Large containerhips should be designed with precise consideration of springing and whipping for safety and efficient structural design. However, most of current seakeeping analysis methods for sequential structural analysis

are based on a linear and rigid-body motion. Recently, many hydroelastic approaches have been developed for seakeeping analysis and sequential structural analysis. From the view point of seakeeping analysis, it is important to consider nonlinear fluid forces. However, it is difficult to use nonlinear hydroelastic responses in structural analysis because those are typically obtained in the form of time series. Thus, it is needed to develop a nonlinear hydroleastic method including both seakeeping and structural analyses.

The thesis focues on development of a nonlinear hydroleastic method applicable to ship design process. First, a seakeeping analysis method is developed to predict a nonlinear hydroelastic response. It starts from enhancement of a beam-based method. A 2-D analysis method of cross-section and correction for discontinuous structure are successfully applied to a real ship. However, it is not adequate for analysis of local structural response. Next, a 3-D FE model is used for the hydroelastic seakeeping analysis instead of the beam model. In order to reduce degrees of freedom of the 3-D FE model, modal decomposition approach is adopted. For lower natural modes including rigid-body motions, a dynamic coupled anlayis is performed and obtain springing and whipping responses. On the other hand, a quasi-static decoupled analysis is performed for higher natural modes and obtain structural responses.

Numerical results are compared with experimental results for validation of the analysis method. In regular waves, good agreement is observed between springing and whipping of numerical and experimental results. Hydroelastic responses under various environmental conditions are compared and their characteristics are investigated. In addition, a problem in structural modeling

of real ship are handled and a reasonable solution is drawn.

In order to apply the validated numerical method to ship design process, a general procedure is constructed and reviwed. It is hard to predict a reliability of the final result and an efficiency of the entire process because each step is not systematically related with each other in the procedure. SHAP (Ship Hydroelasticity Analysis Procedure) is proposed for enhancement of efficiency and reliability. SHAP explicitly requires steps for validation and CPU-time assessment. SHAP is applied to long-term fatigue and extreme load assessment.

Long-term fatigue and extreme loads on an ultra larger containership are estimated using the above methods. In the fatigue load assessment, spectral, fully direct, and partially direct methods are applied and the results are compared. In the extreme load assessment, a design wave method is modified to consider multiple candidates for design waves and the modified method is applied. Validities of the long-term analysis methods are discussed.

In the thesis, the entire process from numerical modeling for seakeeping analysis to structural load assessment is handled. The methods and procedures of the thesis could be directly applied to ship design because most of practical problems are included.

Keywords: Ship Hydroelasticity, Springing, Slamming, Whipping, Fatigue load, Extreme load, Procedure

Student Number: 2010-31027